

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

DEPARTAMENTO DE MECÁNICA DE MEDIOS CONTINUOS Y TEORÍA DE
ESTRUCTURAS.



INGENIERÍA INDUSTRIAL

PROYECTO FIN DE CARRERA

**SENSORES DE FIBRA ÓPTICA COMO INSTRUMENTOS
DE MONITORIZACIÓN EN ESTRUCTURAS EN
CONDICIONES DE SERVICIO**

AUTORA:

FRANCISCA MARTÍNEZ HERGUETA

TUTOR:

SERGIO GONZÁLEZ LÓPEZ

Febrero 2011

ÍNDICE

RESUMEN	10
ABSTRACT	11
NOMENCLATURA	12
1 INTRODUCCIÓN.	14
1.1 Motivación	14
1.2 Objetivos	14
1.3 Metodología	17
1.4 Estructuración de los capítulos.	18
2 SUPERVISIÓN DE LA SALUD ESTRUCTURAL	21
2.1 Monitorización de deformaciones estructurales mediante galgas extensométricas.	23
2.1.1 Eurofighter EF2000.	24
2.2 Monitorización de deformaciones mediante sensores ópticos tipo Bragg en Estructuras Aeronáuticas.	24
2.3 Monitorización de deformaciones mediante FBGS en Estructuras Aeroespaciales.	26
2.3.1 DC-XA.	27
2.3.2 X-33.	28
2.4 Limitaciones de los Sistemas actuales de Monitorización de cargas.	28
3 INTRODUCCIÓN A LOS SENSORES DE FIBRA ÓPTICA.	31
3.1 Sensores de fibra óptica.	31
3.2 Aplicaciones en satélites.	34
3.3 Impacto estructural de los sensores sobre el material huésped.	34
3.4 Calibración de los sensores.	36
3.4.1 Características del sensor.	36
3.4.2 Equipos e instalaciones.	37
3.4.3 Ensayo.	40
3.4.4 Resultados.	41
4 INTRODUCCIÓN A LOS MODELOS DINÁMICOS	45
4.1 Análisis de modos propios de vibración.	45
4.1.1 Análisis de modos propios con MSC.PATRAN.	46
4.1.2 Resultados en un análisis modal.	47
4.1.3 Modos rígidos.	48
4.2 Análisis de respuesta en frecuencia.	49
4.2.1 Estructura general de un problema de respuesta en frecuencia.	54
4.2.2 Resultados de un análisis de respuesta en frecuencia.	58
4.2.3 Truncatura modal.	58
4.2.4 Método de la masa gorda.	60
4.3 Análisis de vibración aleatoria.	61
4.3.1 Resultados en un análisis de vibración aleatoria.	63
4.3.2 Definición de una función de densidad espectral de potencia.	64
4.3.3 Análisis de problemas de vibración aleatoria.	65
4.3.4 Análisis de un sistema de un grado de libertad.	65
5 FASE I. DESARROLLO INICIAL.	68

5.1	Diseño de las probetas.	68
5.2	Configuración del ensayo.	69
5.3	Espectros de carga.	71
5.3.1	Ensayo senoidal.	71
5.3.2	Ensayo random.	71
5.4	Resultados.	72
5.4.1	Modos propios.	72
5.4.2	Deformaciones.	73
5.5	Resumen.	74
6	FASE II. DISEÑO Y CÁLCULO.	76
6.1	Diseño.	76
6.1.1	Especificaciones de útiles para ensayos de vibración.	76
6.1.2	Casos de carga.	77
6.1.3	Plantilla de taladros.	78
6.1.4	Panel a ensayar.	79
6.1.5	Caso A. Utillaje para ensayo en voladizo inclinado.	80
6.1.6	Caso B. Utillaje para ensayo en voladizo recto.	80
6.1.7	Caso C. Utillaje biempotrado.	81
6.2	Análisis por el método de elementos finitos.	82
6.2.1	Método de la masa gorda.	83
6.2.2	Simulación FEM.	83
6.3	Modelos de elementos finitos.	86
6.3.1	Caso A. Modelo inclinado.	86
6.3.2	Caso B. Modelo recto.	87
6.3.3	Caso C. Modelo biempotrado.	87
6.4	Resultados.	88
6.4.1	Caso A. Modelo inclinado.	88
6.4.2	Caso B. Modelo recto.	91
6.4.3	Caso C. Modelo biempotrado.	93
6.5	Resumen.	100
7	FASE II. MODIFICACIONES EJECUTADAS.	102
7.1	Casos de carga.	103
7.2	Comparación de resultados.	104
7.2.1	Caso A. Modelo inclinado.	104
7.2.2	Caso B. Modelo recto.	106
7.3	Resumen.	108
8	FASE III. CORRELACIÓN DE RESULTADOS.	110
8.1	Casos de carga.	110
8.2	Modelo de elementos finitos.	111
8.3	Verificación del modelo de elementos finitos.	112
8.3.1	Verificación de modos propios de vibración.	112
8.3.2	Verificación de aceleraciones.	113
8.4	Espectros de carga aplicados.	115
8.4.1	Ensayo senoidal.	116
8.4.2	Ensayo random.	118
8.5	Caso A. Modelo recto. Carga en eje Z. 54g's.	120
8.5.1	Ensayo senoidal.	120
8.5.2	Ensayo random.	122

8.6	Caso B. Modelo recto. Carga en eje Y. 14g's.	124
8.6.1	Ensayo senoidal.	124
8.6.2	Ensayo random.	127
8.7	Caso C. Modelo inclinado 20°. Carga en eje Z. 54g's.	129
8.7.1	Ensayo senoidal.	129
8.7.2	Ensayo random.	133
8.8	Análisis y resumen de resultados.	135
9	CONCLUSIONES.	139
10	BIBLIOGRAFÍA.	141
	AGRADECIMIENTOS	142

ÍNDICE DE FIGURAS

Ilustración 1. Despegue de la lanzadera Ariane v5. www.esa.int	15
Ilustración 2. Vehicle Equipment Bay, en el que reside la instrumentación electrónica, del Ariane v5 [1].	15
Ilustración 3. Esquema general de los ensayos diseñados. [2]	16
Ilustración 4. Laboratorio de ensayos ambientales. INTA.	16
Ilustración 5. Aumento del tiempo en servicio utilizando sistemas SHM. [3]	21
Ilustración 6. A) Impacto de alta energía, daño visible en la superficie y delaminaciones internas, b) impacto de baja energía, daño no visible en la superficie, delaminaciones internas, c) daño en forma de delaminaciones en una estructura espacial con protección térmica muy difícil de inspeccionar [3]	22
Ilustración 7. Monitorización de la salud estructural en 16 puntos mediante galgas extensométricas, (sistema directo) EF2000 Reino Unido-España. [3]	24
Ilustración 8. Arriba: Localización de sensores de FBG en los ensayos en vuelo del avión Airbus A340-600. Abajo Izd: FBGS aplicados en el business jet Comp Air 12. Abajo Dcha: Integración de FBGSs en estructuras del avión ultraligero de estudio VLA. [3]	25
Ilustración 9. Space Shuttle. www.nasa.gov	26
Ilustración 10. Configuración de los sensores de supervisión estructural del DC-XA. A la derecha, configuración de una línea de fibra óptica. [4]	27
Ilustración 11. Esquema del X-33 con los diagramas de situación de los sensores de hidrógeno. [5]	28
Ilustración 12. Vida a fatiga predicha versus vida, medida de una típica aleación aeronáutica de aluminio 7075-T6. [3]	28
Ilustración 13. Reducción normalizada de la rigidez (E/E_0) sobre la vida a fatiga de un laminado de orientación 0/90° con fibras continuas. [3]	29
Ilustración 14. Esquema de la fibra óptica [7].	31
Ilustración 15. Grabado de un sensor de Bragg en el núcleo de una fibra óptica mediante un láser de UV. [7].	32
Ilustración 16. Representación esquemática del espectro típico de una red de Bragg, con el pico de la red desplazado en la longitud de onda por causa de una deformación estructural [7].	33
Ilustración 17. Representación esquemática de la reflexión de una frecuencia determinada de la luz viajando en la fibra óptica en una red de Bragg [3].	33
Ilustración 18. Funcionamiento de un sensor FGB. [10]	36
Ilustración 19. Cámara de temperatura. [10]	37
Ilustración 20. Dewar de Nitrógeno líquido. [10]	38
Ilustración 21. Intensidad frente a longitud de onda. Lectura de los sensores. [10]	38
Ilustración 22. Equipo analizador del espectro. [10]	38
Ilustración 23. Equipo de adquisición de datos. [10]	39
Ilustración 24. Máquina de ensayos. [10]	40
Ilustración 25. Colocación de la probeta. [10]	40
Ilustración 26. Probeta unidireccional sometida a esfuerzos de tracción. [10]	41
Ilustración 27. Resultado de un análisis modal	47
Ilustración 28. Primer modo propio de vibración. Eigenvectors.	47
Ilustración 29. Modo rígido de vibración.	48
Ilustración 30. Definición del espectro en función de la frecuencia.	55
Ilustración 31. Asociación del espectro a la carga.	55
Ilustración 32. Distribución de las frecuencias de análisis.	57
Ilustración 33. Ordenación SORT1 por frecuencias.	58
Ilustración 34. Masas modales efectivas.	59
Ilustración 35. Aplicación de la masa gorda.	60
Ilustración 36. Configuración conceptual del demostrador.	69
Ilustración 37. Casos de excitación considerados para el análisis del demostrador.	70
Ilustración 38. Caso A FEM.	77
Ilustración 39. Caso B FEM.	77
Ilustración 40. Caso C FEM.	78
Ilustración 41. Plantilla con taladros M8 para el vibrador 1.	78
Ilustración 42. Plantilla con taladros M12 para el vibrador 2.	78
Ilustración 43. Colocación de los casquillos en el panel.	79
Ilustración 44. Detalles de los casquillos.	79

<i>Ilustración 45. Detalle de la fijación.</i>	79
<i>Ilustración 46. Utillaje inclinado. Caso A.</i>	80
<i>Ilustración 47. Utillaje recto. Caso B.</i>	80
<i>Ilustración 48. Montaje biempotrado.</i>	81
<i>Ilustración 49. Montaje uniempotrado.</i>	81
<i>Ilustración 50. Elementos para los que se ha calculado la deformación. Caso A y B.</i>	82
<i>Ilustración 51. Elementos para lo que se ha calculado la deformación. Caso C-1 y C-2.</i>	82
<i>Ilustración 52. Esquema de colocación de los sensores.</i>	84
<i>Ilustración 53. Colocación real de los sensores.</i>	85
<i>Ilustración 54. Esquema de colocación de los sensores.</i>	85
<i>Ilustración 55. Modelo FEM inclinado. Caso A.</i>	86
<i>Ilustración 56. Modelo FEM recto. Caso B.</i>	87
<i>Ilustración 57. Modelo FEM biempotrado. Caso C.</i>	87
<i>Ilustración 58. Plantilla M8 para el vibrador 1. Caso C-1.</i>	93
<i>Ilustración 59. Plantilla M12 para el vibrador 2. Caso C-2.</i>	93
<i>Ilustración 60. Colocación del utillaje sobre la cabeza vibradora.</i>	102
<i>Ilustración 61. Modelo original. 900mm de anchura.</i>	102
<i>Ilustración 62. Nuevo modelo propuesto. 600mm de anchura.</i>	102
<i>Ilustración 63. Caso A FEM.</i>	103
<i>Ilustración 64. Caso B FEM.</i>	103
<i>Ilustración 65. 1º modo de vibración, caso A. (flexión)</i>	104
<i>Ilustración 66. 2º modo de vibración, caso A (torsión)</i>	104
<i>Ilustración 67. FEM. Caso A.</i>	110
<i>Ilustración 68. FEM. Caso B.</i>	110
<i>Ilustración 69. FEM. Caso C.</i>	110
<i>Ilustración 70. Esquema de sensores.</i>	111
<i>Ilustración 71. Configuración recta. Elementos para los que se ha calculado la deformación. Caso A y B.</i>	111
<i>Ilustración 72. Configuración inclinada. Elementos para los que se ha calculado la deformación. Caso C.</i>	111
<i>Ilustración 73. Carga senoidal de 54g's. Comparación entre los espectros de carga propuestos (original) y el conseguido en ensayo (notched). Imagen superior, señal de entrada. Imagen inferior, respuesta de la estructura. Caso C.</i>	116
<i>Ilustración 74. Carga random de 54g's. Comparación entre los espectros de carga propuestos (original) y el conseguido en ensayo (notched). Imagen superior, señal de entrada. Imagen inferior, respuesta de la estructura. Caso C.</i>	118
<i>Ilustración 75. Deformación para el tercer modo natural. Caso C.</i>	132
<i>Ilustración 76. Diagrama esquemático del sistema de electroimanes interno de un vibrador.</i>	
<i>http://www.geotech.cv.titech.ac.jp</i>	135

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Ejemplos de aviones militares que incorporan galgas extensométricas para la monitorización de fatiga. [3]	23
Tabla 2. Matriz de ensayos. [10]	41
Tabla 3. Propiedades de los materiales.	68
Tabla 4. Espectro de excitación senoidal (análisis de respuesta en frecuencia).	71
Tabla 5. Espectro de excitación aleatorio random. (PSD- densidad espectral de potencia de la señal).	71
Tabla 6. Modos propios de vibración para las distintas probetas [2].	72
Tabla 7. Resultados del análisis preliminar ordenados por caso/subcaso y elemento [2].	73
Tabla 8. Panel tipo sandwich.	83
Tabla 9. Secuencia de apilado de la piel.	83
Tabla 10. Tipos de elementos en los utillajes.	84
Tabla 11. Características del modelo. Caso A.	86
Tabla 12. Características del modelo. Caso B.	87
Tabla 13. Características del modelo. Caso C.	87
Tabla 14. Modos propios del utillaje inclinado. Caso A.	88
Tabla 15. Modos propios del panel. Caso A.	89
Tabla 16. Deformación máxima. Respuesta en frecuencia. Caso A.	90
Tabla 17. Valor RMS. Comparación de la deformación teórica máxima. Caso A.	90
Tabla 18. Modos propios del panel. Caso B.	91
Tabla 19. Deformación máxima. Respuesta en frecuencia. Caso B.	92
Tabla 20. Valor RMS. Comparación de la deformación teórica máxima. Caso B.	92
Tabla 21. Modos propios del utillaje biempotrado. Caso C-1.	94
Tabla 22. Modos propios del panel. Caso C-1.	94
Tabla 23. Deformación máxima. Respuesta en frecuencia. Caso C-1.	95
Tabla 24. Valor RMS. Comparación de la deformación teórica máxima. Caso C-1.	96
Tabla 25. Modos propios del utillaje biempotrado. Caso C-2.	97
Tabla 26. Modos propios del panel. Caso C-2.	97
Tabla 27. Deformación máxima. Respuesta en frecuencia. Caso C-2.	98
Tabla 28. Valor RMS. Comparación de la deformación teórica máxima. Caso C-2.	99
Tabla 29. Resultados de los análisis.	100
Tabla 30. Comparación de modos propios. Caso A.	104
Tabla 31. Deformación máxima. Ensayo seno. Componente XX. Caso A.	105
Tabla 32. Deformación máxima. Ensayo random. Componente XX. Caso A.	106
Tabla 33. Comparación de modos propios. Caso B.	106
Tabla 34. Deformación máxima. Ensayo seno. Componente XX. Caso B.	107
Tabla 35. Deformación máxima. Ensayo random. Componente XX. Caso B.	108
Tabla 36. Comparación de los modos propios de la estructura con los resultados obtenidos mediante análisis. Caso B.	112
Tabla 37. Comparación de aceleración de la estructura con los resultados obtenidos mediante análisis. Caso B.	115
Tabla 38. Espectro de excitación senoidal. Análisis de respuesta en frecuencia. Caso A y C.	117
Tabla 39. Espectro de excitación senoidal. Análisis de respuesta en frecuencia. Caso B.	117
Tabla 40. Espectro de excitación random. 54g's RMS. Caso A y C.	119
Tabla 41. Comparación entre los valores registrados por los sensores y el valor calculado por el FEM. Análisis senoidal. Caso A.	121
Tabla 42. Comparación entre los valores registrados por los sensores y el valor calculado por el FEM. Análisis random. Caso A.	123
Tabla 43. Comparación entre los valores registrados por los sensores y el valor calculado por el FEM. Análisis senoidal. Caso B.	126
Tabla 44. Comparación entre los valores registrados por los sensores y el valor calculado por el FEM. Análisis random. Caso B.	128
Tabla 45. Comparación entre los valores registrados por los sensores y el valor calculado por el FEM. Análisis senoidal. Caso C.	131
Tabla 46. Comparación entre los valores registrados por los sensores y el valor calculado por el FEM. Análisis random. Caso C.	134

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1. Longitud de onda frente a deformaciones. Probeta seca a 80°C. [10]	42
Gráfico 2. Ajuste por mínimos cuadrados. Parámetro K. [10]	42
Gráfico 3. Parámetro K vs temperatura para probetas secas. [10]	43
Gráfico 4. Respuesta de un SDOF con amortiguamiento crítico [6].	51
Gráfico 5. Respuesta de un SDOF con amortiguamiento subcrítico [6].	51
Gráfico 6. Ángulo de fase en función de la frecuencia [6].	52
Gráfico 7. Ancho de banda [6].	53
Gráfico 8. Influencia del amortiguamiento[6].	53
Gráfico 9. Aceleración frente a frecuencia.	54
Gráfico 10. Señal random [6].	61
Gráfico 11. Carga frente al tiempo [6].	62
Gráfico 12. Valor cuadrático medio [6].	62
Gráfico 13. Carga filtrada [6].	62
Gráfico 14. Espectro CMS [6].	63
Gráfico 15. PSD [6].	63
Gráfico 16. Probabilidad del resultado.	64
Gráfico 17. Amplitud de la excitación en función de la frecuencia para la excitación senoidal.	71
Gráfico 18. Función de densidad espectral de potencia para la excitación aleatoria (random).	72
Gráfico 19. Deformación VS frecuencia. Respuesta en frecuencia. Componente XX. Valor Magnitud. Caso A.	89
Gráfico 20. PSD. Análisis Random. Caso A.	90
Gráfico 21. Deformación VS frecuencia. Respuesta en frecuencia. Componente XX. Valor Magnitud. Caso B.	91
Gráfico 22. PSD. Análisis Random. Caso B.	92
Gráfico 23. Deformación VS frecuencia. Respuesta en frecuencia. Componente XX. Valor Magnitud. Caso C-1.	95
Gráfico 24. PSD. Análisis Random. Caso C-1.	96
Gráfico 25. Deformación VS frecuencia. Respuesta en frecuencia. Componente XX. Valor Magnitud. Caso C-2.	98
Gráfico 26. PSD. Análisis Random. Caso C-2.	99
Gráfico 27. Deformación VS frecuencia. Respuesta en frecuencia. Componente XX. Valor Magnitud. Caso A.	105
Gráfico 28. PSD. Análisis Random. Caso A.	106
Gráfico 29. Deformación VS frecuencia. Respuesta en frecuencia. Componente XX. Valor Magnitud. Caso B.	107
Gráfico 30. PSD. Análisis Random. Caso B.	108
Gráfico 31. Respuesta de la estructura para ensayo senoidal. Caso B.	112
Gráfico 32. Respuesta de la estructura para ensayo random. Sensor superior. Caso B.	113
Gráfico 33. PSD obtenida mediante MEF. Sensor superior. Caso B.	113
Gráfico 34. Respuesta de la estructura para ensayo random. Sensor inferior. Caso B.	114
Gráfico 35. PSD obtenida mediante MEF. Sensor inferior. Caso B.	114
Gráfico 36. Aceleración frente a frecuencia para carga senoidal. Caso A y C.	117
Gráfico 37. Aceleración frente a frecuencia para carga senoidal. Caso B.	117
Gráfico 38. PSD frente a frecuencia. Espectro random 54g's. Caso A y C.	119
Gráfico 39. PSD frente a frecuencia. Espectro random 14g's. Datos experimentales. Caso B.	119
Gráfico 40. Deformación frente a tiempo. Carga senoidal. Galga extensométrica. Sensor superior. Caso A.	120
Gráfico 41. Deformación frente a tiempo. Carga senoidal. FBGS. Sensor superior. Caso A.	120
Gráfico 42. Deformación frente a frecuencia. Carga senoidal. Componente XX. Valor magnitud. FEM. Caso A.	121
Gráfico 43. Deformación frente a tiempo. Carga Random. Galga extensométrica. Sensor inferior. Caso A.	122
Gráfico 44. Deformación frente a tiempo. Carga Random. FBGS. Sensor inferior superficial. Caso A.	122
Gráfico 45. Deformación frente a tiempo. Carga Random. FBGS. Sensor inferior embebido. Caso A.	122
Gráfico 46. Deformación frente a frecuencia. Carga random. FEM. Caso A.	123

Gráfico 47. Deformación frente a tiempo. Carga senoidal. Galga extensométrica. Sensor superior. Caso B.	124
Gráfico 48. Deformación frente a tiempo. Carga Senoidal. FBGS. Sensor superior. Caso B.	124
Gráfico 49. Deformación frente a frecuencia. Carga senoidal. Componente XX. Valor magnitud. FEM. Caso B.	125
Gráfico 50. Deformación frente a frecuencia. Carga senoidal. Componente XX. Valor magnitud. FEM. Detalle de 20 a 50Hz. Caso B.	125
Gráfico 51. Deformación frente a frecuencia. Carga senoidal. Componente XX. Valor magnitud. FEM. Detalle de 110 a 160Hz. Caso B.	126
Gráfico 52. Deformación frente a tiempo. Carga random. Galga extensométrica. Sensor inferior. Caso B.	127
Gráfico 53. Deformación frente a tiempo. Carga Random. FBGS. Sensor inferior superficial. Caso B.	127
Gráfico 54. Deformación frente a tiempo. Carga Random. FBGS. Sensor inferior embebido. Caso B.	127
Gráfico 55. Deformación frente a frecuencia. Carga random. FEM. Caso B.	128
Gráfico 56. Deformación frente a tiempo (de 50 a 453Hz). Carga senoidal. Galga extensométrica. Sensor superior. Caso C.	129
Gráfico 57. Deformación frente a tiempo (de 50 a 453Hz). Carga senoidal. FBGS. Sensor superior superficial. Caso C.	129
Gráfico 58. Deformación frente a tiempo (de 50 a 453Hz). Carga senoidal. FBGS. Sensor superior embebido. Caso C.	129
Gráfico 59. Deformación frente a frecuencia. Carga senoidal. Componente XX. Valor magnitud. FEM. Caso C.	130
Gráfico 60. Deformación frente a frecuencia. Carga senoidal. Componente XX. Valor magnitud. FEM. Detalle de 20 a 50 Hz. Caso C.	130
Gráfico 61. Deformación frente a frecuencia. Carga senoidal. Componente XX. Valor magnitud. FEM. Detalle de 110 a 180 Hz. Caso C.	131
Gráfico 62. Deformación frente a tiempo. Carga random. Galga extensométrica. Sensor inferior. Caso C.	133
Gráfico 63. Deformación frente a tiempo. Carga Random. FBGS. Sensor inferior superficial. Caso C.	133
Gráfico 64. Deformación frente a tiempo. Carga Random. FBGS. Sensor inferior embebido. Caso C.	133
Gráfico 65. Deformación frente a frecuencia. Carga random. FEM. Caso C.	134
Gráfico 66. Valores de deformación obtenidos para caso A=1, B=2 y C=3. Ensayo senoidal.	136
Gráfico 67. Valores de deformación obtenidos para caso A=1, B=2 y C=3. Ensayo Random.	137

RESUMEN

El objeto del proyecto SMAFO es identificar los potenciales beneficios de los sensores de fibra óptica como instrumentos de monitorización de cargas durante el vuelo del lanzador Ariane v5 y demostrar su fiabilidad de funcionamiento en las condiciones de servicio.

De este programa se espera obtener unos resultados concluyentes sobre el comportamiento de los sistemas ópticos para medir parámetros como deformación, temperatura, presión y aceleración. También se pretende definir su cableado, sus conectores y equipos de lectura.

El Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial (INTA) participa como socio con la ESA en las siguientes tareas:

- a) La fabricación de probetas para caracterizar el funcionamiento de sensores ópticos.
- b) El diseño y la construcción del demostrador tecnológico con todos sus diferentes tipos de sensores ópticos integrados y los ensayos funcionales del demostrador y de los equipos de lectura en condiciones representativas del vuelo.

Tras la realización de los ensayos y el análisis de resultados se puede observar que aún queda mucho trabajo por realizar para perfeccionar los sistemas monitorización estructural con sensores de fibra óptica. Sin embargo, los resultados obtenidos son prometedores y se espera que en un breve periodo de tiempo las investigaciones puedan dar con sistemas de control adecuados para estas redes de supervisión.

Con los resultados de esta investigación se pretende obtener un nuevo sistema de sensores basados en fibra óptica que permita obtener más información durante el vuelo del Ariane v5, optimizar su diseño y sus parámetros de vuelo. Con ello se conseguiría ahorrar energía y mejorar las prestaciones del lanzador para poder competir con los lanzadores americanos y rusos. Este sistema se puede extender a otros lanzadores como el VEGA, un lanzador de menor carga de pago, operado por la ESA.

Palabras clave: Sensor de fibra óptica, modelo de elementos finitos, análisis de respuesta en frecuencia, monitorización estructural, deformación.

ABSTRACT

The SMAFO project aims to identify the potential benefits of optical fiber sensors as load monitoring instruments during the flight of Ariane v5 and demonstrate their reliability in operation under the conditions of service.

This program is expected to obtain conclusive results of the behavior of optical systems to measure parameters such as strain, temperature, pressure and acceleration. It is also intended to define the wiring, connectors and reading devices.

The National Institute for Aerospace Technology (INTA) takes an active part in the project with the following tasks:

- a) The manufacture of test coupon for characterizing the performance of optical sensors.
- b) The design and manufacture of the demonstrator with all different types of integrated optical sensors and functional testing of the demonstrator and playback equipment under flight conditions.

After the environmental tests and analysis of the results it can be seen that there is still much work to do to improve structural monitoring systems with fiber optic sensors. However, the results are promising and it is expected that within a short period of time, research can provide adequate control systems for monitoring these networks.

With the results of this research a new system of sensors based on fiber optics will be obtained to provide more information during the flight of the Ariane v5, optimize its design and flight parameters. This will suppose energy saving and improve the performance of the launcher to compete with American and Russian launchers. This system can be extended to the VEGA launcher too, the launcher with lower payload operated by ESA.

Keywords: Fiber optic sensor, finite element model, frequency response analysis, structural monitoring, strain.

NOMENCLATURA

FEM	Finite Element Model (Modelo de Elementos Finitos)
FBGS	Fiber Bragg Grating Sensor
INTA	Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial
ESA	European Space Agency
SMAFO	Structural Monitoring of Ariane launchers using Fiber Optics
SHM	Structural Health Monitoring
DOF	Degrees of Freedom (Grados de libertad)
PSD	Power Spectral Density
RMS	Root Mean Square

CAPÍTULO 1.

INTRODUCCIÓN

1 INTRODUCCIÓN.

1.1 Motivación

Desde Enero de 2009 me encuentro realizando una beca de Especialización “Rafael Calvo Rodés” en diseño y cálculo de estructuras de material compuesto en el Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial, en el área de Estructuras y Mecanismos del departamento de Materiales y Estructuras.

De los proyectos en los que colabora mi área, el trabajo en el que comencé mi formación fue en éste, un proyecto acerca de la posible implantación de sistemas de sensores de fibra óptica para la monitorización de cargas en lanzaderas espaciales. Prácticamente durante estos dos años me ha acompañado en todo momento; desde el diseño del demostrador a emplear, hasta la realización de sus ensayos, e incluso en la presentación final de resultados en la Agencia Espacial Europea.

Según avanzaban las investigaciones pensé que me gustaría profundizar más acerca de otros aspectos y no quedarme solo con los conocimientos relativos a mi área. Por ello, he considerado una buena opción realizar mi proyecto fin de carrera para alcanzar la titulación de Ingeniería Industrial recopilando toda la documentación que ha caído en mis manos sobre este tema. Y espero que el lector de este trabajo disfrute al leerlo al igual que he hecho yo al participar en él.

1.2 Objetivos

El objetivo del proyecto SMAFO es identificar los beneficios de los sensores de fibra óptica como instrumentos de monitorización de cargas durante el vuelo del lanzador Ariane v5 y demostrar su fiabilidad de funcionamiento en las condiciones de servicio.

Con todo lo anterior se pretende sustituir de forma progresiva los actuales sistemas de galgas óhmicas, que deben ser calibrados y balanceados al menos una vez antes de cada uso, lo que supone altos tiempos de preparación de cada ensayo aumentando los costes generales. Además, no son capaces de medir valores absolutos de deformación, ya que en ocasiones es difícil determinar el punto de referencia para la calibración de los extensómetros, y por ello, sólo se pueden determinar deformaciones relativas y se pierde la información sobre la deformación absoluta de la estructura.

En este mismo proyecto no solo se pretende analizar el comportamiento mecánico de los sensores, sino también definir el sistema de control y adquisición de datos. Actualmente, los sensores de fibra óptica son muy usados en ingeniería eólica con redes de un bajo número de sensores separados unas distancias superiores a 2 metros. En ingeniería aeroespacial se requieren redes de centenares de sensores separados a escasos centímetros unos de otros, lo que implica emplear equipos electrónicos pesados y voluminosos que son necesarios simplificar para poder instalarlos en los lanzadores. Ésta es actualmente la mayor problemática que existe.

El Ariane v5 es un cohete de un solo uso diseñado para colocar satélites en órbita geoestacionaria y para enviar cargas a órbitas bajas. Estos sistemas se ven sometidos a fuertes aceleraciones y condiciones ambientales agresivas y se hace necesario determinar la fiabilidad de los sistemas de control.

Los ensayos estructurales y funcionales del lanzador se realizan en el Centro de Ensayos del Programa Ariane (CEPA), una de las instalaciones del centro de investigación INTA. Se trata de una instalación que alberga los sistemas destinados a calificar las estructuras de la parte alta de la nueva generación del cohete europeo Ariane v5. Su misión es verificar el correcto comportamiento estructural del lanzador, cuando se encuentre sometido a las enormes vibraciones originadas durante el vuelo.



Ilustración 1. Despegue de la lanzadera Ariane v5. www.esa.int

Las cargas más críticas en estas estructuras son producidas por el despegue y la ignición del cable pirotécnico para liberar los módulos. De los diferentes componentes, el más importante es el anillo que incorpora toda la instrumentación. En los ensayos se estudia el comportamiento global de la estructura, lo que requiere emplear cientos de sensores alrededor del anillo, para recoger millones de datos, en escasos segundos de tiempo.

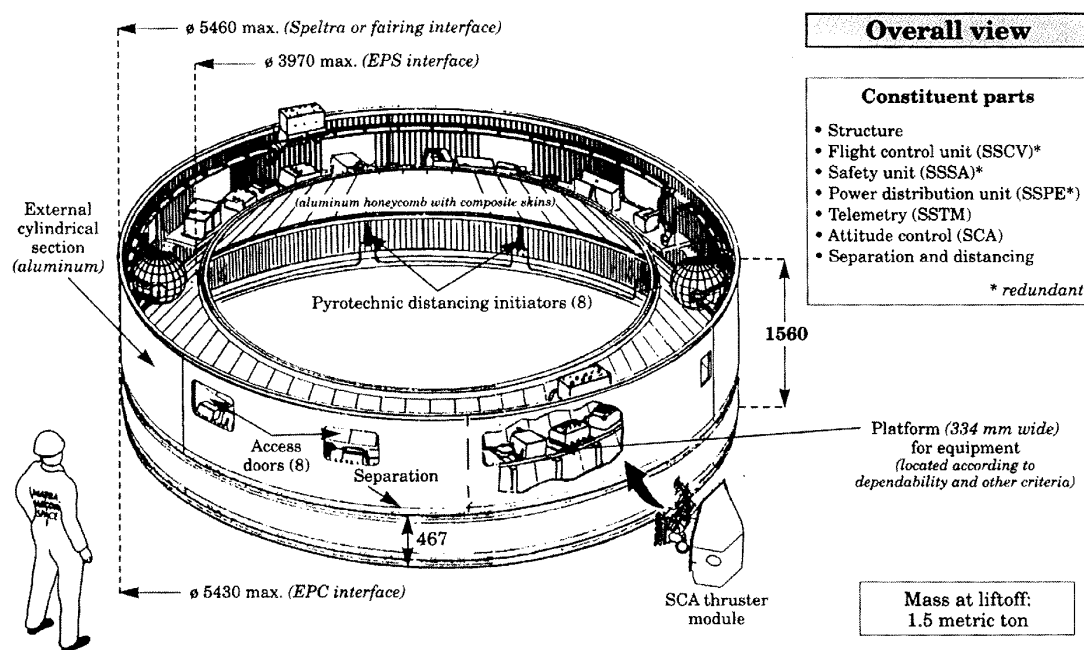


Ilustración 2. Vehicle Equipment Bay, en el que reside la instrumentación electrónica, del Ariane v5 [1].

Las altas aceleraciones son capaces de afectar a la estructura causando la ruptura de componentes, pero pueden afectar también a los sensores al someterlos a frecuencias de vibración coincidentes con sus modos naturales de resonancia. Por lo tanto, se hace imprescindible comprobar la fiabilidad de los sensores en ensayos de menor calibre y dificultad, antes de integrarlos a la estructura para comprobar su funcionamiento.

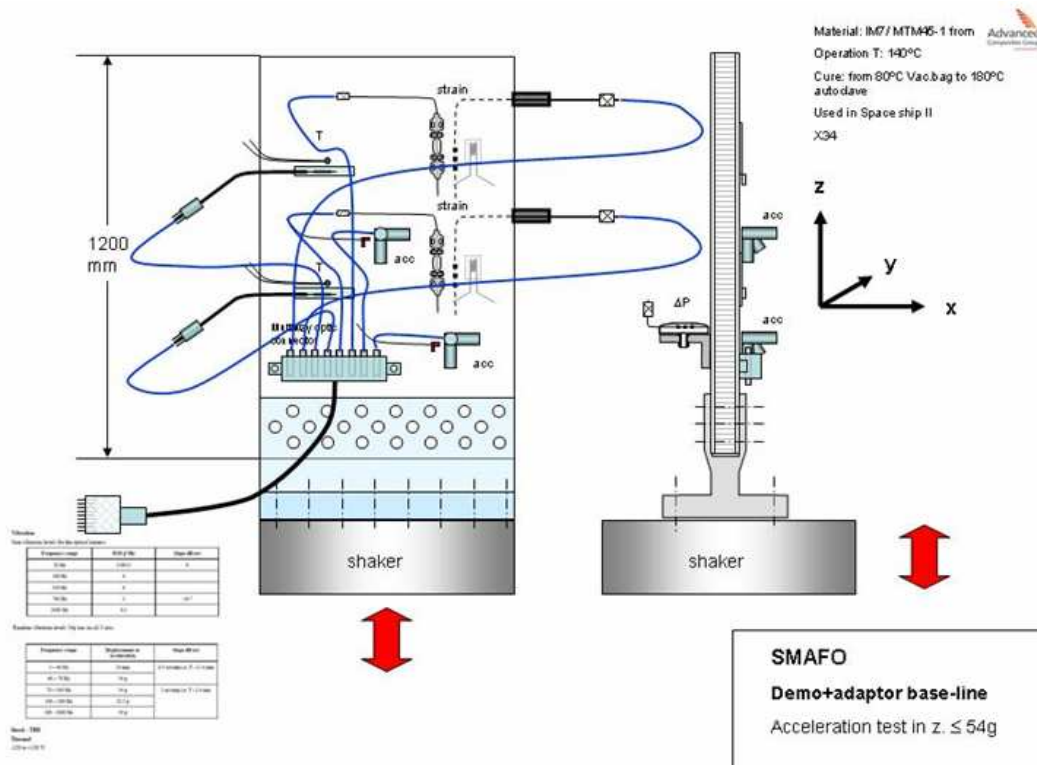


Ilustración 3. Esquema general de los ensayos diseñados. [2]

Para analizar estos fenómenos se estudia la respuesta en frecuencia de los sensores. Es importante alcanzar un umbral de deformaciones en la estructura que supere la sensibilidad de los sensores para comprobar su fiabilidad en la medición. Por ello el espectro de frecuencias del ensayo debe abarcar desde la frecuencia de resonancia del panel de material compuesto que es el punto en el que se alcanzan las mayores tensiones, hasta las frecuencias de resonancia de los sensores, mucho más altas, para determinar la durabilidad de los mismos.



Ilustración 4. Laboratorio de ensayos ambientales. INTA.

Estos ensayos se realizan en el área de Ensayos Ambientales del Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial en las mesas y cabezas vibradoras de las que dispone el centro. Para ello se hace necesario diseñar una serie de útiles que sirvan de adaptador entre las probetas y las cabezas vibradoras. Los útiles deben ser lo más rígidos posibles para tener unas altas frecuencias de resonancia y no influir en los resultados de las mediciones. Sin embargo, también es necesario que sean ligeros ya que las cabezas vibradoras operan a una potencia máxima, lo que hace que un mayor peso disminuya los valores de aceleración alcanzados. Centrarse en un solo requisito da lugar a incumplir el opuesto, por lo tanto la tarea de diseño intentará optimizar ambos conjuntamente, de forma que se alcancen las aceleraciones requeridas con una estructura lo más rígida posible.

Con todo lo anterior se habrá podido caracterizar el comportamiento de los sensores, determinando los puntos débiles para mejorar continuamente su diseño. En futuros trabajos los conocimientos adquiridos podrán emplearse para integrar los sensores ópticos en la estructura del lanzador Ariane v5, así como en el resto de lanzadores europeos.

1.3 Metodología

Para empezar, la Agencia Espacial Europea determina los requisitos de los ensayos con los que INTA debe trabajar.

Tras un análisis exhaustivo de los objetivos, se comienza con el diseño de las probetas de material compuesto [2]. El principal requisito es alcanzar el umbral mínimo de deformación de sensibilidad de los sensores.

Se escogen unos paneles de estructura sándwich, con núcleo de espuma de Rohacell y pieles de fibra de Carbono, y se realiza una simulación por elementos finitos para determinar:

- a) El espesor óptimo de las probetas, finalmente 30mm de espuma Rohacell.
- b) Casos de carga: configuración del ensayo y el espectro de cargas a emplear.

Estas simulaciones consideran los puntos de fijación de los paneles de vibración rígidos. El panel de material compuesto se simula mediante elementos placa. Los sensores se simulan con masas puntuales concentradas en el centro de gravedad de los mismos. La aceleración se introduce en el sistema mediante el método de la masa gorda.

En la siguiente etapa se diseñan los útiles de vibración y se estudia la viabilidad de los mismos. Dados los casos de carga que se quieren analizar, en un primer momento se optó por diseñar 3 utillajes distintos adaptados a cada uno de los ensayos. Para los 3 casos, el ensamblaje del panel de material composite se mantiene con la intención de poder emplear el mismo panel en todos los ensayos, de esta forma se facilita la fabricación del panel así como la manipulación del mismo durante el ensayo.

Para cada una de estas configuraciones se realiza un modelo de elementos finitos para analizarlo. Agregar el demostrador real implica que los puntos de unión del panel no están rígidamente empotrados, sino que dependen de la flexibilidad y de los movimientos del utillaje.

Estos nuevos análisis se comparan con los anteriores, y permiten observar una baja influencia del utillaje de vibración, consiguiendo así alcanzar los objetivos propuestos en su diseño. También se confirman así los resultados del análisis preliminar.

Una vez corroborada la viabilidad de los demostradores se procede a su fabricación y prueba para comprobar su funcionalidad. En estos primeros ensayos se observan los primeros problemas y se analizan las alternativas para subsanarlos. Una vez resueltas estas cuestiones, se verifica la validez de los útiles y se prosigue con el montaje de los paneles.

Por último, se realizan los ensayos con los que se comprueban los sensores y sus elementos de control, procediendo así al análisis de resultados, pudiendo elaborar finalmente un informe sobre la futura implantación de estos sensores en la lanzadera Ariane v5 gracias a los conocimientos adquiridos en esta investigación.

1.4 Estructuración de los capítulos.

Para hacer más fácil la comprensión del trabajo al lector a continuación se ofrece una guía acerca de los diferentes capítulos de los que consta el documento, que espero sea de utilidad.

- Capítulo 1. Introducción

El presente capítulo se considera introductorio al tema. Con él se quiere dar una idea general acerca de la actual problemática que existe para implantar los sensores de fibra óptica en lanzaderas espaciales, y las potenciales ventajas que ofrecen. La metodología resume las etapas seguidas para la realización del proyecto.

- Capítulo 2. Supervisión de la salud estructural.

Se da una visión general de la perspectiva histórica seguida en la monitorización y control de la supervisión de la salud estructural. Su lectura no es necesaria para la comprensión del trabajo, pero es un tema fascinante y queda aquí escrito para aquellos a los que les pueda interesar.

- Capítulo 3. Sensores de fibra óptica. Antecedentes.

Se pretende que el lector adquiera sus primeros conocimientos sobre los sensores de fibra óptica en el caso de no conocerlos, que se familiarice con su trabajo, y comprenda la problemática actual que ofrecen.

- Capítulo 4. Introducción a los modelos dinámicos.

Todo lo redactado es puramente teórico y puede ser de difícil comprensión para aquellos que no estén familiarizados con términos de mecánica de sólidos y medios continuos. Sin embargo, dado que su comprensión se considera necesaria para este proyecto, se ha intentado explicar detalladamente y de una forma sencilla y ordenada.

- Capítulo 5. Fase I. Desarrollo inicial.

En esta primera fase, de las tres que componen el proyecto, se hace un diseño conceptual de las probetas, en el que se determina la viabilidad de los ensayos. Se comienza definiendo las condiciones de servicio a las que se verán sometidos los

sensores ópticos para establecer los ensayos a realizar. Se diseñan las probetas y se hacen unos primeros cálculos analizando los modelos mediante análisis por elementos finitos. De ello se obtiene la geometría óptima de las probetas, incluyendo el espesor. Este capítulo se incluye de forma muy breve dado que la autora del presente proyecto no participó en él, pero se consideran los datos de partida.

- Capítulo 6. Fase II. Diseño y Cálculo.

A partir de este punto, en la segunda fase comienza el trabajo realizado por la autora. Se diseñan los demostradores que serán necesarios para los ensayos, se hace un filtrado de ideas para determinar qué opciones serán más indicadas para cumplir con los requisitos iniciales, y por último, se realizan unas simulaciones mediante análisis por elementos finitos para predecir el comportamiento de las probetas durante los ensayos.

- Capítulo 7. Fase II. Modificaciones ejecutadas.

Se agregan las modificaciones realizadas al modelo a posteriori que se ejecutaron para resolver una serie de problemas observados en la preparación del ensayo.

- Capítulo 8. Fase III. Correlación de resultados.

Una vez que se han verificado los diseños se comienza con la etapa de ensayos dinámicos de respuesta en frecuencia para altas aceleraciones. Las mediciones realizadas por los sensores de fibra óptica se compararán con los datos obtenidos con galgas extensométricas eléctricas y con los resultados de simulación FEM para determinar la viabilidad de la implantación de estos sensores en las lanzaderas espaciales.

- Capítulo 9. Conclusiones.
- Bibliografía

CAPÍTULO 2.

SUPERVISIÓN DE LA SALUD ESTRUCTURAL

2 SUPERVISIÓN DE LA SALUD ESTRUCTURAL

En los primeros años de la historia de la aviación, la salud estructural del avión dependía solamente de la experiencia personal y de amplios programas de inspecciones. Con el tiempo, se puso de manifiesto la importancia de la resistencia a fatiga en la seguridad del avión, y en consecuencia, la filosofía de la supervisión del estado de la salud estructural de los aviones cambió.

Los aviones modernos [3] son sistemas de alta complejidad, compuestos de una gran cantidad de sistemas electrónicos, hidráulicos y de propulsión, así como de una estructura de muy bajo peso, pero de alta rigidez, que tiene que soportar condiciones de carga muy severas. Para garantizar una alta viabilidad estructural de los aviones se necesita un programa de mantenimiento muy extenso. La mayor parte del mantenimiento está relacionado con la monitorización. La monitorización de los aviones se realiza hoy en día en casi todas las flotas en tierra, con sistemas muy costosos de ensayos no destructivos, en intervalos prescritos y a tiempos fijos.

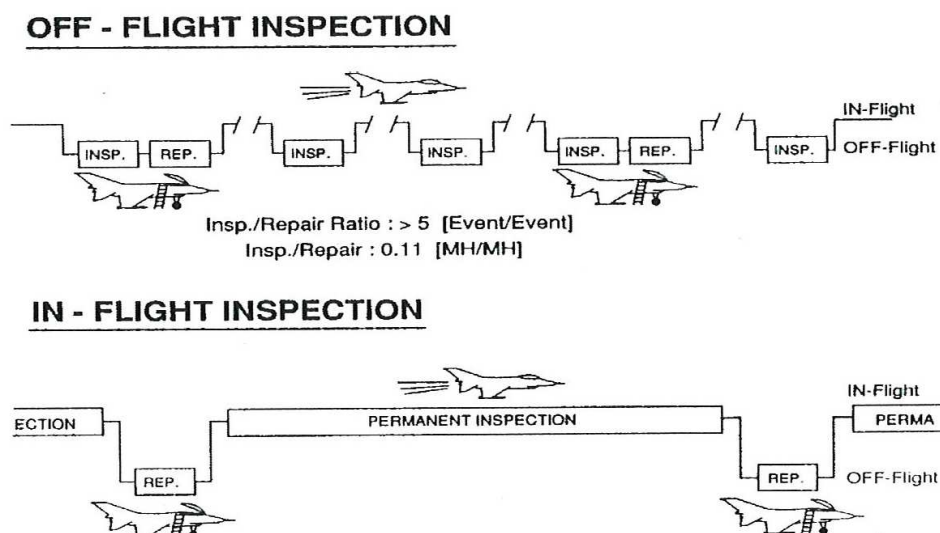


Ilustración 5. Aumento del tiempo en servicio utilizando sistemas SHM. [3]

Los intervalos fijos de mantenimiento están basados normalmente en condiciones muy severas de vuelo, sin embargo, no todos los aviones están sometidos a estas cargas. Por eso desde hace unas décadas se han integrado en algunos aviones sistemas de monitorización de cargas mediante mediciones de las aceleraciones (contadores de g). En aviones más modernos se integran adicionalmente, desde los años 80, sensores extensométricos que miden las cargas estructurales en varios puntos clave del avión. Con las cargas medidas, se pueden adaptar los intervalos de mantenimiento a cada avión individualmente según su estado de fatiga propio. Sin embargo, estos sistemas son sólo capaces de monitorizar el estado de fatiga, pero no son capaces de determinar si de hecho existen ya inicios de fallo en la estructura que harían necesario un mantenimiento o una reparación.

Desde hace unos años se enfoca un nuevo camino a seguir en cuanto a sistemas de Supervisión de la Salud Estructural (SHM, de la denominación inglesa de Structural Health Monitoring) para aumentar la disponibilidad, bajar los costes de mantenimiento y aumentar la seguridad del avión. Tecnologías recientes, que aún se encuentran en

un estado temprano de desarrollo, como las relativas a sensores, adquisición y evaluación de datos, miniaturización de componentes electrónicos y técnicas de integración de sensores en las estructuras, hacen pensar que en un futuro se podrá conseguir que múltiples partes de los aviones sólo necesiten ser inspeccionadas si hay una gran probabilidad de encontrar daños.

Para los distintos materiales utilizados en los aviones hay que aplicar distintos sistemas SHM. En los materiales metálicos los fallos dominantes son:

- Agrietamiento por fatiga.
- Corrosión.
- Agrietamiento por tensión y corrosión.

Las grietas empiezan en el nivel microscópico y normalmente sólo se monitorizan zonas con concentración de esfuerzos como agujeros, remaches y escalones de espesor.

En los materiales compuestos de matriz polimérica, los mayores daños estructurales ocurren por:

- Delaminación.
- Separación de piel-rigidizador.
- Fallos en uniones remachadas y pegadas.

De estos daños, el de impacto de baja energía, BVID (barely visible impact damages), es el daño más peligroso, porque no se puede ver en la superficie aunque haya causado delaminaciones grandes en las capas internas. Este tipo de daños está causado por pequeños impactos con energías bajas, entre 3J y 10J, como herramientas que se caen en el montaje, impactos de pequeñas piedras de la pista de aterrizaje, etc. Hoy en día las delaminaciones en materiales compuestos se detectan mediante inspecciones no destructivas con sistemas de ultrasonidos, lo que requiere mucho tiempo y personal especializado.

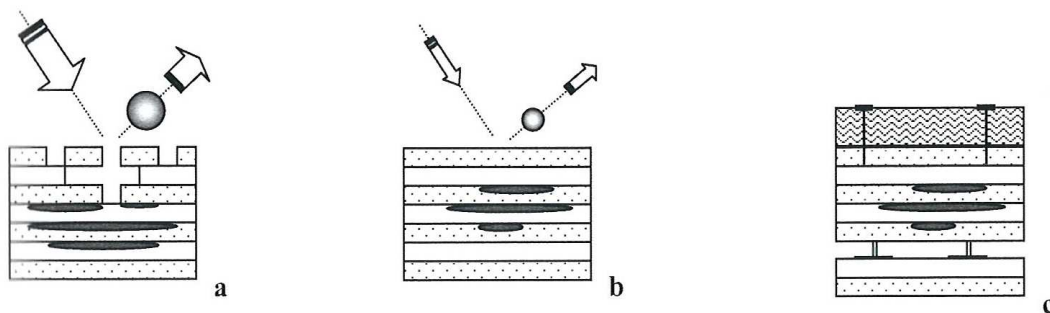


Ilustración 6. A) Impacto de alta energía, daño visible en la superficie y delaminaciones internas, b) impacto de baja energía, daño no visible en la superficie, delaminaciones internas, c) daño en forma de delaminaciones en una estructura espacial con protección térmica muy difícil de inspeccionar [3]

Un punto clave en la integración de sistemas inteligentes en la monitorización de la salud estructural son los beneficios económicos que estos sistemas pueden proporcionar, pero solamente se justifican si el sistema proporciona una rebaja significativa en los costes del avión a lo largo de toda su vida útil. Por ejemplo, en el cálculo de los costes hay que incluir no solamente los costes directos del uso, sino también los beneficios del mayor rendimiento de los aviones por un aumento de disponibilidad, por menor cantidad de inspecciones y la valoración del estado de la salud en una misión. En el caso de daño en combate, la valoración del daño es muy importante para saber si hay que abandonar la misión, o si se puede continuar pero con restricciones en las maniobras.

2.1 Monitorización de deformaciones estructurales mediante galgas extensométricas.

En la actualidad, para la monitorización de cargas en aviones militares se utiliza, fundamentalmente, sensores eléctricos tipo galgas extensométricas. Estos sensores han demostrado su funcionamiento en múltiples aplicaciones y aviones a lo largo de unas dos o tres décadas, pero se han manifestado problemas en ámbitos con potentes fuentes electromagnéticas.

La monitorización de la fatiga mediante galgas extensométricas pegadas en zonas críticas está siendo utilizada en muchos aviones de combate y de transporte militar hoy en día. La cantidad de sensores utilizados varía dependiendo de la necesidad de información, pero también de la filosofía de la monitorización estructural en los distintos países. A continuación, se citan ejemplos de aviones de combate y la cantidad de sensores aplicados:



Harrier II: 16 galgas.



EF2000: 10 o 16 galgas.



F18: 7 galgas.



F-16 de la RNLAf: 5 galgas.



CC130 (Hércules): 5 u 8 galgas.



B-1B: 6 galgas y 30 sensores.

Tabla 1. Ejemplos de aviones militares que incorporan galgas extensométricas para la monitorización de fatiga. [3]

2.1.1 Eurofighter EF2000.

Versión básica.

Es un sistema indirecto que utiliza una gran cantidad de algoritmos para calcular la fatiga en diez puntos de la estructura a través de parámetros de vuelo. El desarrollo de los algoritmos ha sido muy detallado. El cálculo de los esfuerzos en los puntos de monitorización y de fatiga estructural se realiza mediante una base de datos en la que están almacenados un gran número de modelos de FEM y ensayos de fatiga, que se han realizado anteriormente.

Versión nacional.

De aplicación en Reino Unido y España, consiste en un sistema directo, que aplica 16 galgas extensométricas. El avión está equipado con un ordenador central, que calcula el estado de la fatiga en tiempo real en el vuelo. Además, existe una memoria de almacenamiento de datos para reanalizar los cálculos en tierra para investigaciones especiales. El cálculo de la fatiga se realiza igual que en el sistema indirecto con datos procedentes de una base de ensayos a fatiga y modelos de FEM.

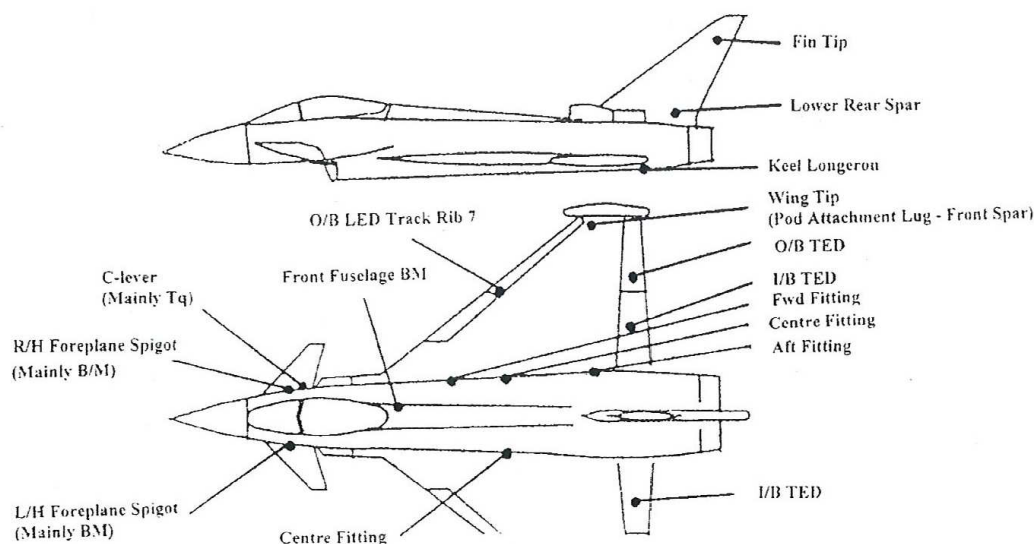


Ilustración 7. Monitorización de la salud estructural en 16 puntos mediante galgas extensométricas, (sistema directo) EF2000 Reino Unido-España. [3]

2.2 Monitorización de deformaciones mediante sensores ópticos tipo Bragg en Estructuras Aeronáuticas.

En la última década se han desarrollado muchas aplicaciones de los sensores tipo fibra óptica con redes de Bragg, FBGS (acrónimo inglés de "Fiber Bragg Grating Sensors"), en diferentes campos de la ingeniería, por ejemplo en la ingeniería civil para monitorizar puentes o centrales eólicas, y en la ingeniería naval para monitorizar cargas mecánicas estructurales en barcos hechos de material compuesto de altas prestaciones.

Más lentamente se está produciendo la implementación de los FBGSs en la ingeniería aeronáutica, con el fin de monitorizar cargas y poder evaluar la vida restante de la estructura. Para la aplicación de los FBGSs en aeronaves se necesita conocer muy en detalle su comportamiento como sensor y su impacto en las propiedades mecánicas de la estructura huésped, en todas las condiciones medioambientales, de vibraciones y de fatiga de la vida operativa de aeronaves. Todavía existen muchas preguntas al respecto y se necesitan estudiar los FBGSs en detalle para obtener confianza en su comportamiento y para, más adelante, poder ser certificados para el vuelo.

Los FBGS tienen grandes ventajas para su aplicación en la monitorización de la deformación estructural. Debido a su reducido diámetro y peso, los FBGS son poco intrusivos, insensibles a fuentes electromagnéticas y ofrecen la posibilidad de tener varios sensores dentro de la misma fibra óptica (multiplexado). Al no necesitar ser calibrados antes de las mediciones, los FBGS resultan muy interesantes para la monitorización de deformaciones en ensayos de larga duración en estructuras aeronáuticas y de ingeniería civil. Los FBGSs pueden sustituir en muchas áreas a las galgas extensométricas óhmicas, que son el medio empleado hoy en día para este tipo de mediciones. En ensayos de larga duración, por ejemplo en una cuaderna de un avión tipo F-18, se ha demostrado que los FBGS empleados han sido operativos durante toda la vida operativa simulada, mientras que las galgas extensométricas fallaban a menudo mucho antes de cumplir los ciclos de ensayos.

El primer caso que se ha encontrado en el cual se usen FBGSs para la monitorización en vehículos aeronáuticos es el Airbus A340-600. Se han aplicado varios FBGSs que miden deformación y otros de temperatura en una estructura de material compuesto del fuselaje posterior, aunque su aplicabilidad es solo a nivel de ensayos en vuelo. Los resultados obtenidos con los sensores FBGS, en comparación con las galgas extensométricas, mostraron una consistencia excelente. Los ensayos de campos demostraron un gran potencial para los sensores FBGS, pero aún quedan numerosos desafíos que vencer para alcanzar una aplicación generalizada de los sensores FBGS en estructuras de aviones comerciales.

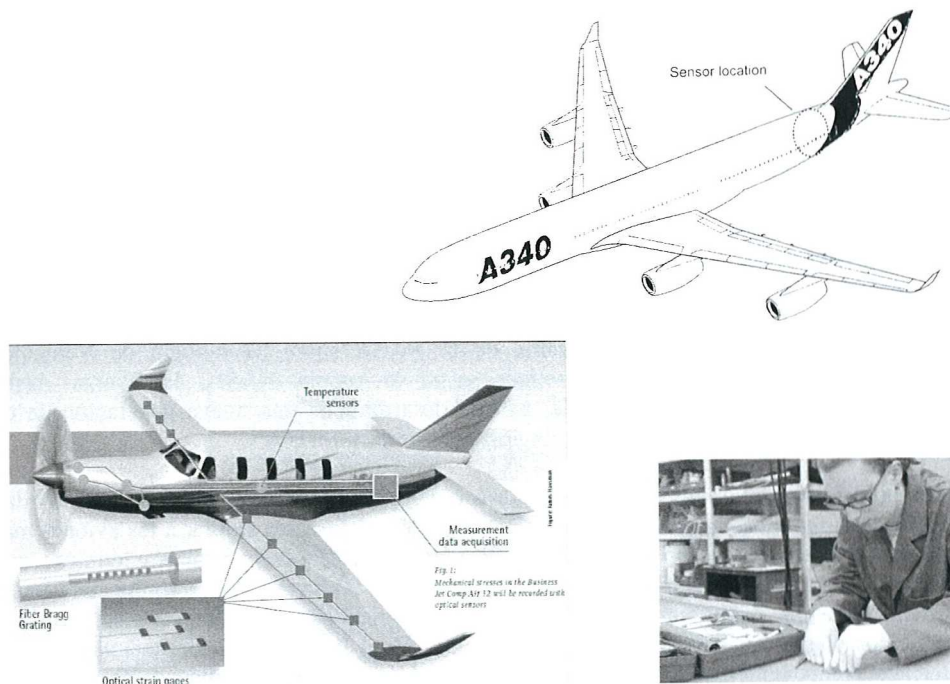


Ilustración 8. Arriba: Localización de sensores de FBG en los ensayos en vuelo del avión Airbus A340-600. Abajo Izd: FBGS aplicados en el buisiness jet Comp Air 12. Abajo Dcha: Integración de FBGSs en estructuras del avión ultraligero de estudio VLA. [3]

Una aplicación reciente es la monitorización de deformación y temperatura en vuelo del Comp Air business jet CA-12, avión con capacidad para 10 personas, hecho enteramente de material compuesto. Los FBGS miden las deformaciones en diferentes puntos en las alas y la temperatura de las estructuras cercanas al motor. Los sensores y el equipo lector son de Micron Optics. Los transductores basados en FBGSs son de la compañía Cleaveland Electric Laboratories. El avión ha sido comprobado con los sensores por primera vez en 2007.

2.3 Monitorización de deformaciones mediante FBGS en Estructuras Aeroespaciales.

La reutilización real de los lanzadores futuros requiere el mantenimiento de la operatividad mediante la monitorización de las cargas de operación, de manera similar a los aviones más modernos. Los sistemas espaciales tienen que soportar las cargas mecánicas y térmicas, con requisitos muy exigentes de eficiencia respecto del peso; tales condiciones límite conducen a sistemas de supervisión altamente integrados, miniaturizados y con márgenes de seguridad reducidos. Debido a las cargas que se presentan, en el límite de las posibilidades físicas, muchos componentes y subsistemas de RLV (Reusable Launch Vehicle) están afectados por altas degradaciones y probabilidades de fallo.

En el próximo futuro, el transporte espacial deberá dar el salto de lo anecdótico a lo comercial. Para ello, la NASA anunció, a principios de la década de los 90, la ejecución de un ambicioso programa sobre vehículos espaciales reutilizables, RLV. Los objetivos del programa fueron descritos como “la construcción de un vehículo que emplee días, no meses para su revisión (en la actualidad, se gastan 700.000 horas por vuelo en la Space Shuttle, solo para mantenimiento estándar); docenas, no miles de personas operativas; con costes de lanzamiento que sean la décima parte de lo que son ahora. El objetivo global es tener un vehículo reutilizable que reduzca el coste de puesta en órbita de una libra de carga de pago, desde 10.000 a 1.000 dólares”.



Ilustración 9. Space Shuttle. www.nasa.gov

En términos de una filosofía adecuada de tolerancia al daño, se asume que los defectos iniciales en las estructuras están localizados en las áreas de mayor tensión y orientación más desfavorable. Considerando varios estudios de la NASA en experiencias de larga duración, encontraron que resulta evidente que los sistemas de monitorización de la salud estructural pueden proporcionar grandes beneficios para reducir el coste de los lanzadores reutilizables futuros, ya que los costes de mantenimiento rutinarios dominan los costes totales del ciclo operativo. No obstante, y a partir de los desarrollos recientes en aviones, helicópteros o plantas de energía nuclear, se conocen los límites más significativos que deben tenerse en cuenta, pero también las ventajas que los compensan, en términos de tiempo potencial y ahorros en el coste.

En vehículos espaciales existen ya varios proyectos muy avanzados para la futura aplicación en vuelo de sistemas de supervisión de la salud estructural utilizando FBGSs, donde se puede destacar el módulo de rescate de la estación espacial internacional (ISS), X-38, el sistema de monitorización de la salud estructural del vehículo espacial reutilizable DC-XA o las actividades en el desarrollo del futuro vehículo reutilizable de la ESA.

2.3.1 DC-XA.

Este vehículo de despegue y aterrizaje vertical (VTVL) se ha desarrollado como un demostrador tecnológico avanzado de tipo SSTO (single stage to orbit) [4]. Se colocaron sensores de deformación y temperatura basados en fibra óptica adyacentes a sensores convencionales en el tanque de hidrógeno de material compuesto, y fueron supervisados por un cordón umbilical de fibra óptica hasta el momento del despegue.

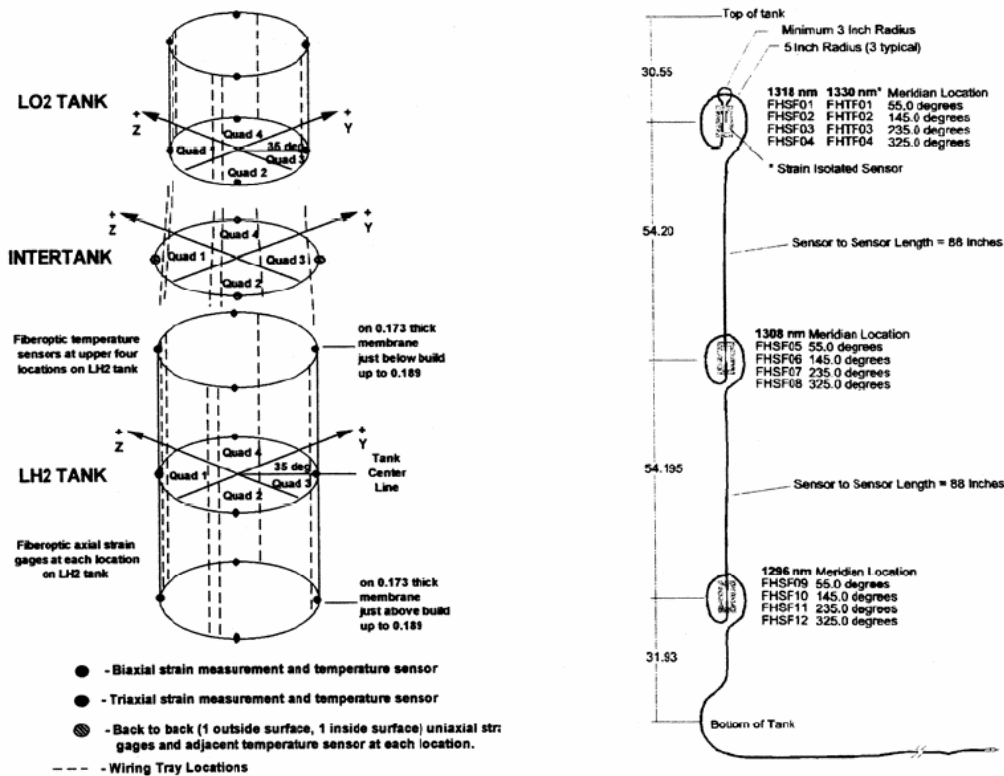


Ilustración 10. Configuración de los sensores de supervisión estructural del DC-XA. A la derecha, configuración de una línea de fibra óptica. [4]

El sistema demostró ser fiable y robusto bajo un amplio intervalo de condiciones medioambientales, pero el conector óptico umbilical tuvo que ser rediseñado. La solución definitiva de este problema es miniaturizar y proteger el interrogador de la fibra óptica para que pueda volar a bordo del vehículo.

2.3.2 X-33.

Este vehículo está equipado con un sistema basado en sensores de fibra óptica para la medida de temperatura y deformación de los tanques de oxígeno e hidrógeno líquidos [5]. También incluye un sensor de hidrógeno gaseoso basado en redes de Bragg grabadas en fibras ópticas que se adhieren a paladio, que sufre deformación debido al hidrógeno que absorbe.

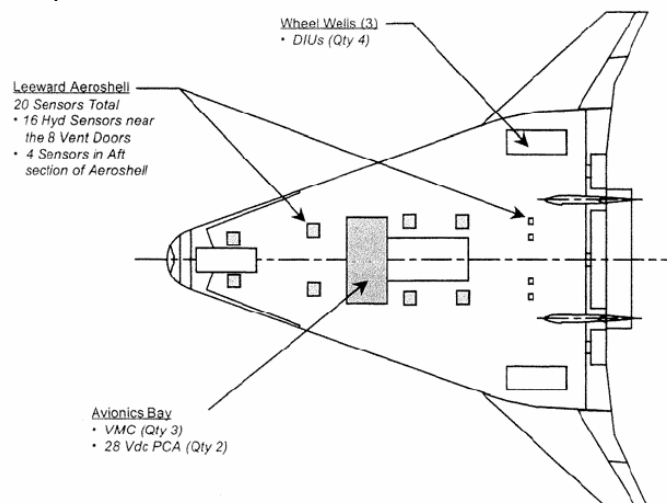


Ilustración 11. Esquema del X-33 con los diagramas de situación de los sensores de hidrógeno. [5]

2.4 Limitaciones de los Sistemas actuales de Monitorización de cargas.

Los sistemas actuales de monitorización de cargas no son capaces de detectar si hay de verdad un inicio de un daño como las primeras grietas, todavía muy por debajo de su longitud crítica, o pequeñas delaminaciones. Se evalúa el estado de fatiga con reglas de acumulación de daño, normalmente las reglas lineales de Palmgren-Miner, y se estima así, por ejemplo, el avance de las grietas en las estructuras.

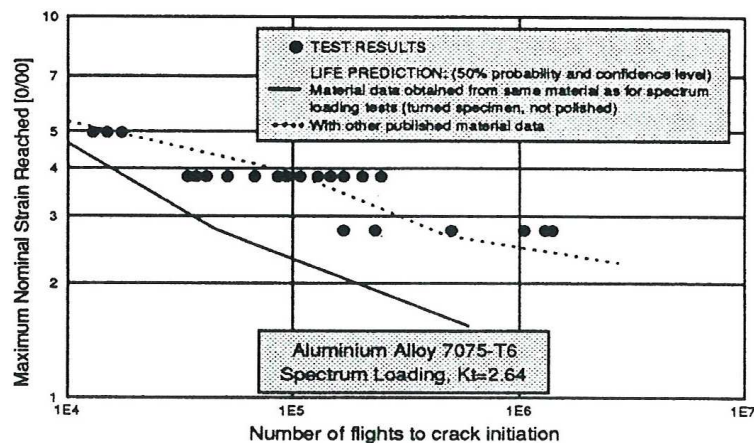


Ilustración 12. Vida a fatiga predicha versus vida, medida de una típica aleación aeronáutica de aluminio 7075-T6. [3]

Normalmente estas estimaciones son muy conservadoras y en ensayos de fatiga es muy normal obtener una variación del factor ± 2 alrededor del valor medio, como se puede ver en la anterior ilustración para una aleación de aluminio muy típica para estructuras aeronáuticas. Es decir, para garantizar la seguridad de la estructura se utiliza el valor más conservador, pero eso puede significar que calculamos el mantenimiento demasiado pronto, aumentando así el número de revisiones innecesarias. Por eso será muy importante tener un sistema que de verdad mida si hay inicios de daños en la estructura o no.

En laminados de materiales compuestos, el proceso de fatiga está caracterizado por la iniciación y multiplicación de grietas, y no tanto por su propagación, como en los metales. La iniciación en materiales compuestos ocurre muy pronto en la vida a fatiga del material y coincide normalmente con el fallo de la capa más débil. En metales, el crecimiento de las grietas se acelera durante la vida a fatiga; en materiales compuestos, sin embargo, se hace más lento a lo largo del tiempo. Los materiales compuestos muestran normalmente una rotura final incontrolable, denominada "sudden death", muerte súbita. Una curva típica de reducción de la rigidez de un laminado carbono/epoxi con orientación a $0/90^\circ$ en un ensayo a fatiga aparece en la siguiente figura. La forma de la curva muestra tres distintas regiones: la iniciación (I) con una pérdida rápida de rigidez de entre el 2 y el 5%; una región intermedia (II), en la cual la reducción de rigidez es del orden del 1 al 5%, y ocurre más o menos linealmente durante un tiempo prolongado; y una región final (III), en la que la reducción de rigidez ocurre bruscamente y termina en la rotura de la probeta.

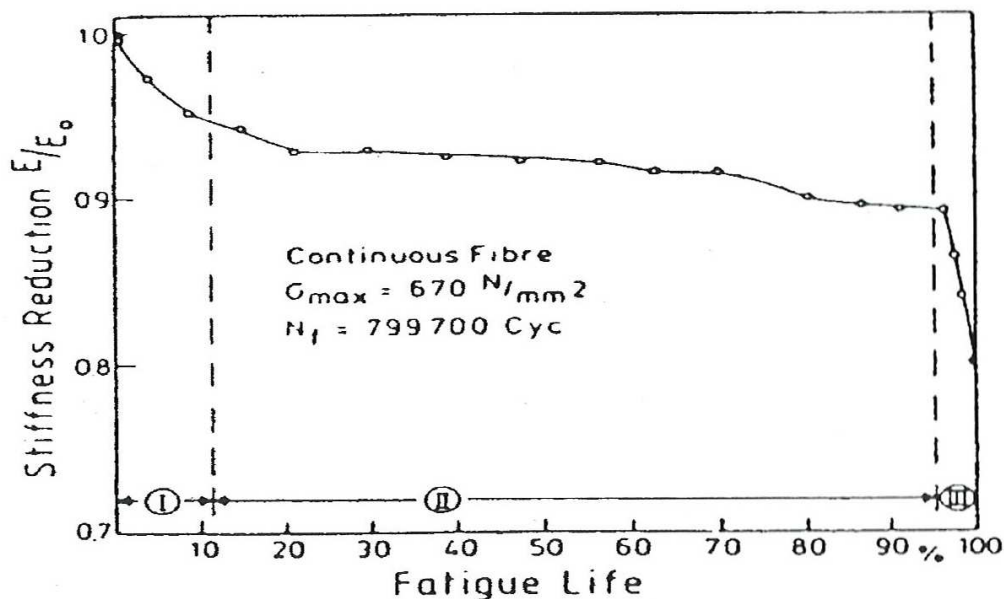


Ilustración 13. Reducción normalizada de la rigidez (E/E_0) sobre la vida a fatiga de un laminado de orientación $0/90^\circ$ con fibras continuas. [3]

El desarrollo del estudio de la evolución del daño en estructuras de materiales compuestos de matriz polimérica está todavía poco avanzado; por eso las estructuras se sobredimensionan lo suficiente como para que se pueda asegurar que no va a ocurrir ningún daño en toda la vida del avión. Con sistemas integrados de monitorización continua de daños se podría rebajar significativamente este sobrepeso y realizar estructuras mucho más ligeras e igual de seguras con materiales compuestos. Utilizando un sistema de SHM se puede aumentar la resistencia permitida en estructuras de compuestos considerablemente (en el orden del 20 al 50%, con unos parámetros estándar), manteniendo la misma seguridad del vuelo.

CAPÍTULO 3.

INTRODUCCIÓN A LOS SENSORES DE FIBRA ÓPTICA.

3 INTRODUCCIÓN A LOS SENSORES DE FIBRA ÓPTICA.

Para la consecución del objetivo principal, es necesario adherir o preferiblemente integrar en la estructura, un gran número de actuadores, sensores y sistemas adecuados de control. Los materiales compuestos son los más adecuados para conseguir la integración de dichos elementos en la estructura. Estas estructuras deberían ser capaces de detectar, mediante los sensores, las desviaciones de su configuración óptima y de evaluarlas mediante los controladores.

3.1 Sensores de fibra óptica.

Las fibras ópticas [7] están formadas normalmente por un núcleo de vidrio óptico de entre 10 y 100 μm de diámetro, una corteza de vidrio óptico de hasta 125 μm y uno o dos revestimientos de hasta 250 μm de plásticos (acrílicos, poliimidas) y metales como el cobre o el oro, dependiendo del material en que van a ser integrados y la temperatura de aplicación.

El núcleo de la fibra óptica transporta la luz que llega de una fuente, que puede ser un fotodiodo o un láser. Por la diferencia en el índice de refracción entre el núcleo y la corteza, la luz dentro del núcleo es reflejada en la zona entre núcleo y corteza y, según la ley de Snell, no puede salir del núcleo. Así, la luz puede viajar distancias muy grandes en la fibra óptica sin pérdidas significativas de intensidad.

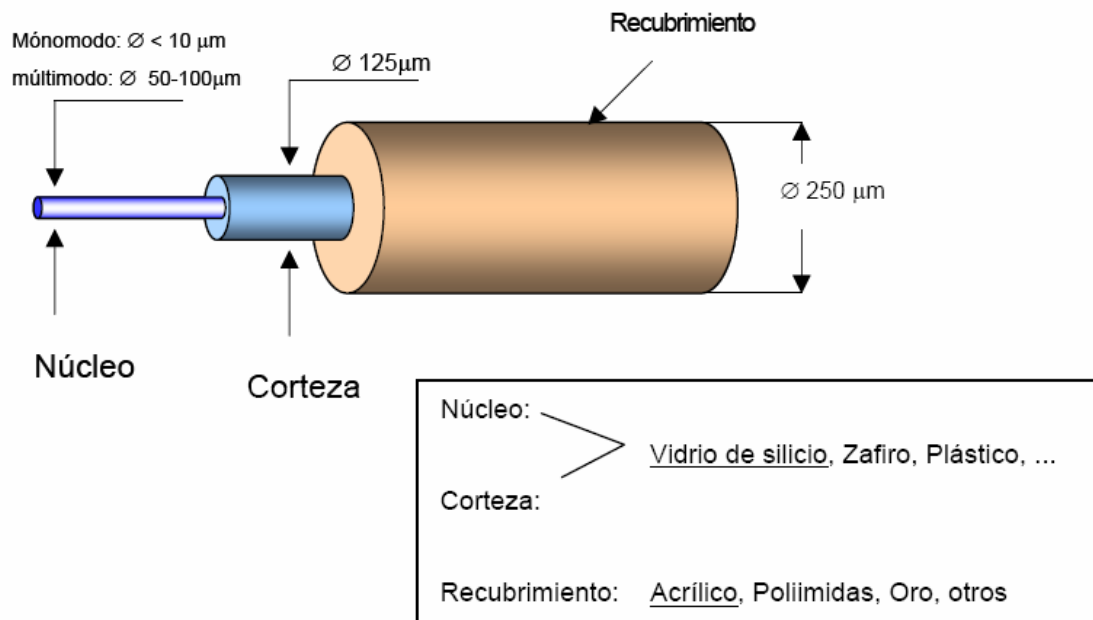


Ilustración 14. Esquema de la fibra óptica [7].

En el campo de la instrumentación de estructuras de materiales compuestos de fibra de carbono, es posible utilizar sensores de fibra óptica embebidos en el material. Esto es consecuencia de que la fibra óptica permite operar dentro de márgenes mecánicos y térmicos del mismo orden de magnitud que el material base de fibra de carbono. Por otro lado, la fibra óptica presenta características exclusivas que la hacen aconsejable. Sus principales ventajas son:

- Detectan distintos parámetros (deformación, vibraciones, temperatura, etc...),
- Bajo peso y volumen,
- Sirven como sensores y para guiar la señal,
- No se ven afectados por radiaciones eléctricas ni magnéticas en condiciones normales de trabajo,
- Tienen buena resistencia a corrosión y fatiga,
- Larga vida,
- Alta sensibilidad y largo ancho de banda,
- Apropiado para integrar múltiples sensores en la misma fibra óptica (multiplexación).

Sus principales inconvenientes son:

- Necesidad de un sistema óptico-electrónico de análisis
- Fragilidad de la fibra.

Los sensores tipo fibra óptica con redes de Bragg consisten en una pequeña longitud de fibra óptica en cuyo núcleo se graban una serie de franjas (red de Bragg) que hacen que el índice de refracción del núcleo no sea constante, sino que varíe periódicamente en la dirección longitudinal de la fibra. Dichas franjas se graban mediante un láser de luz UV de alta potencia, acompañado, bien de una máscara de fase, o bien de técnicas de interferencia. La red de Bragg grabada funciona como un filtro que refleja una determinada longitud de onda de la luz que ilumina la fibra óptica y deja pasar todo el resto del espectro óptico.

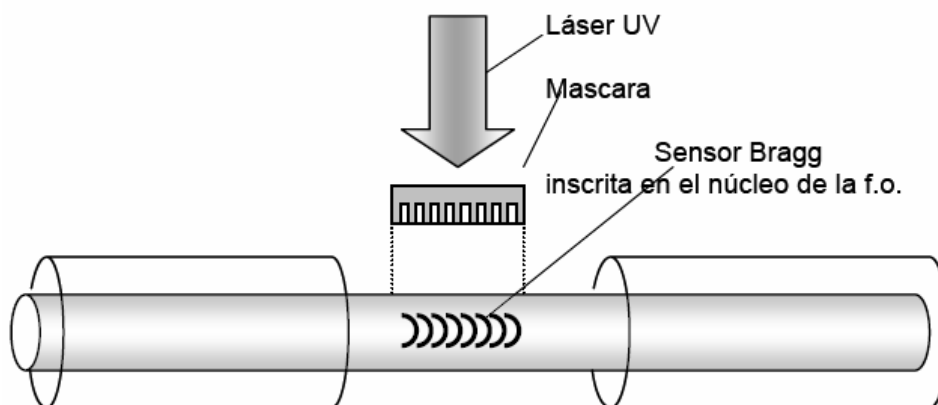


Ilustración 15. Grabado de un sensor de Bragg en el núcleo de una fibra óptica mediante un láser de UV. [7].

Si se aplica una deformación uniforme a la red ya sea por esfuerzos mecánicos, por expansiones térmicas o una combinación de ambos, se modifica su periodo de forma tal que se observa una variación en la longitud de onda de radiación reflejada por la red, que es proporcional a la deformación de la misma. Midiendo la variación de la

longitud de onda de la radiación reflejada se puede conocer, por tanto, la deformación de la red.

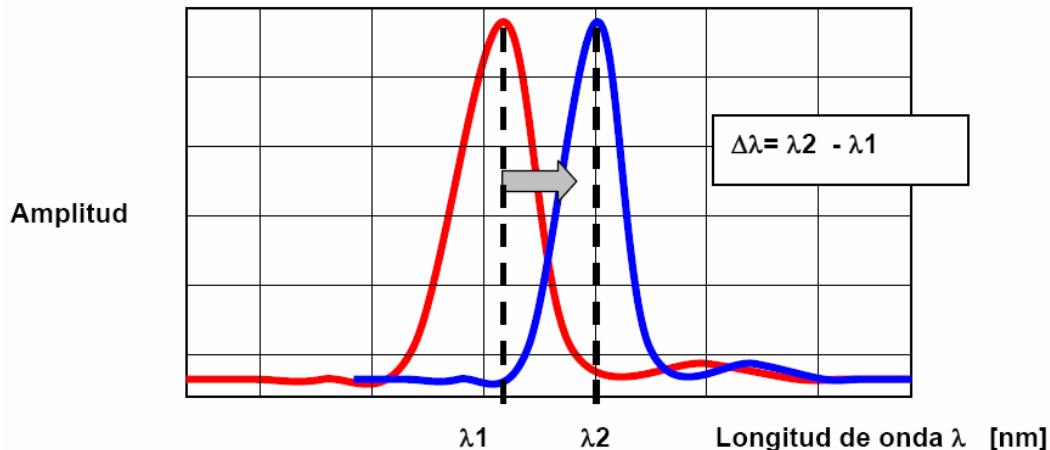


Ilustración 16. Representación esquemática del espectro típico de una red de Bragg, con el pico de la red desplazado en la longitud de onda por causa de una deformación estructural [7].

El corrimiento de pico puede ser detectado por un analizador óptico de espectros y una fuente de luz de banda ancha que ilumina la fibra óptica con el sensor, o también con dispositivos automatizados disponibles en el mercado. Los equipos están en constante desarrollo: mientras hace una década los equipos eran voluminosos, pesados, lentos y muy poco automatizados, hoy en día existen ya equipos pequeños que pueden medir a medianas frecuencias (hasta 1kHz) y pueden ser embarcados para la monitorización en vuelo. Sin embargo, es necesario reducirlos aun para poder implantar estos sistemas con éxito en la industria espacial.

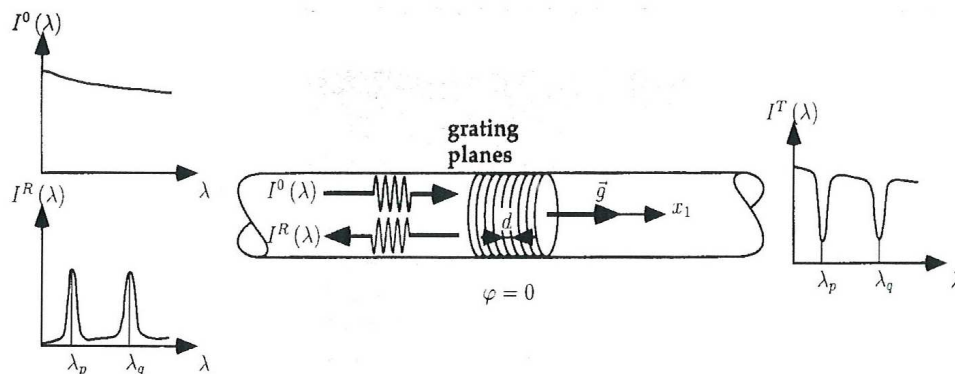


Ilustración 17. Representación esquemática de la reflexión de una frecuencia determinada de la luz viajando en la fibra óptica en una red de Bragg [3].

Una gran ventaja de los sensores Bragg es que proporcionan valores absolutos de deformación que, además, no varían con el tiempo, según los conocimientos actuales. Lo que puede variar son las propiedades del material huésped y el campo de fuerzas residuales alrededor del sensor. El hecho de que los FBGs midan valores absolutos supone una gran ventaja con respecto a los sensores eléctricos, como los extensómetros óhmicos, que deben ser calibrados y balanceados al menos una vez antes de cada uso. En el caso de sensores eléctricos tipo óhmicos en estructuras como un ala, por ejemplo, es difícil determinar el punto de referencia para la calibración de los extensómetros, porque es posible que las condiciones del ala varíen entre dos calibraciones sucesivas, como por la acción de un distinto nivel de combustible, la carga de pago, armamento, etc. Por ello, sólo se pueden determinar deformaciones relativas y se pierde la información sobre la deformación absoluta de la estructura.

3.2 Aplicaciones en satélites.

El ciclo de vida de los satélites se divide en las siguientes tres etapas:

- 1) Fabricación.
- 2) Ensayos medioambientales.
- 3) Operación en órbita.

En el concepto propuesto por Takeya [8], sensores a base de redes de Bragg grabadas en fibras ópticas serían embebidos en la estructura del satélite y utilizados durante las tres etapas del ciclo de vida. En la primera de ellas, los sensores basados en redes de Bragg detectarían el daño generado en los laminados en el material compuesto durante el proceso de fabricación. Debido a que las estructuras de los satélites tienen un estrecho margen en su resistencia, los esfuerzos térmicos generados durante los procesos de curado y encolado pueden causar daños. La vigilancia de las estructuras dañadas y la optimización de los parámetros de fabricación de la red de sensores harían la producción de satélites más eficiente.

Durante la etapa de los ensayos medioambientales, los beneficios del sistema de supervisión de salud estructural resultan patentes de un modo más claro. Las estructuras resultan expuestas a un medio ambiente severo durante dichos ensayos medioambientales, tales como ensayos térmicos en vacío, ensayos de vibración, ensayos acústicos y ensayos bajo carga estática. En cada ensayo, la estructura del satélite necesita comprobarse supervisando distribuciones de temperatura, deformación y aceleración. A tal fin, una considerable cantidad de termopares, galgas extensométricas, acelerómetros y sensores de emisión acústica, deben ser instalados y desinstalados para cada ensayo. Por ello, los ensayos medioambientales resultan una operación considerablemente laboriosa. En esta situación, una red de sensores basados en fibras ópticas pueden aliviar las necesidades planteadas por sensores de tipo convencional en los ensayos medioambientales, permitiendo menores tiempos de espera y menores costos como consecuencia de la simplificación de los ensayos medioambientales. Las prestaciones de sensores en fibras ópticas embebidas han sido demostradas en ensayos medioambientales estándar bajo alto vacío, bajas temperaturas y elevados gradientes de temperatura, para un elemento estructural típico de satélite, en concreto un panel de material compuesto de un sistema de radiación de calor [9].

Tras los ensayos medioambientales y el lanzamiento, el satélite alcanza la fase de operación en órbita. A lo largo de esta etapa, la red de sensores FBGSs se mantiene en funcionamiento trabajando en la detección de impactos de residuos y daño causado por esfuerzos térmicos. El conocimiento de los sucesos orbitales que afectan las estructuras del satélite conducirá a operaciones orbitales más eficaces y proporcionará datos que faciliten mejoras en el diseño de satélites.

3.3 Impacto estructural de los sensores sobre el material huésped.

Un aspecto crucial en el desarrollo de estructuras cuyas deformaciones se quiere monitorizar son los sensores, que idealmente no deberían comprometer la integridad estructural. Las fibras ópticas empleadas como sensores son, en este sentido, un buen candidato. Su pequeño tamaño, bajo peso y versatilidad geométrica las hace especialmente interesantes para su integración en estructuras de material compuesto. Sin embargo, el tamaño de las fibras ópticas, grande si se compara con el de las fibras

de refuerzo, y el hecho de introducir discontinuidades geométricas en el laminado, indican que las fibras ópticas embebidas pueden actuar como intrusos físicos que provocan una cierta degradación estructural. Por tanto, se hace necesario establecer en qué medida la fibra óptica embebida afecta a las propiedades mecánicas de la estructura.

En primer lugar, hay que señalar que el efecto de embeber fibras ópticas en una estructura de material compuesto depende de una serie de factores o parámetros y que, por tanto, debe evitarse realizar comparaciones de resultados de ensayos sin antes verificar el conjunto de dichos parámetros. Los factores fundamentales de los que depende dicho efecto son:

- **Relación entre el diámetro del sensor y el espesor del laminado.** Cuanto menor sea dicha relación, menor es la perturbación que se introduce en la estructura.
- **Selección del tipo de recubrimiento atendiendo al material que la forma, su rigidez y su resistencia a temperatura.** El recubrimiento es necesario dada la fragilidad y baja resistencia ambiental de las fibras de cuarzo sin cubrir. Debe proporcionar la robustez necesaria para el manejo de la fibra óptica durante el proceso de fabricación, garantizando la transferencia de deformaciones desde el compuesto al núcleo de la fibra óptica. Un factor que no puede olvidarse en la selección es su resistencia a temperatura, que debe ser tal que permita el procesado del material compuesto sin sufrir degradaciones en sus características.
- **Tipo de material compuesto en relación con el tipo de material del recubrimiento.** La naturaleza y calidad de la interfase matriz-recubrimiento es un factor a tener en cuenta a la hora de valorar el efecto de la fibra óptica integrada en el material compuesto.
- **Orientación de las fibras ópticas** con respecto a la dirección de aplicación de las cargas y con respecto a la de las fibras de refuerzo de las capas adyacentes del laminado. En general todos los resultados revisados coinciden en determinar que la orientación más favorable de la fibra óptica es la paralela respecto a la fibra de refuerzo adyacente, siendo la más desfavorable la perpendicular [7].
- **Localización de las fibras ópticas** considerando especialmente disposiciones simétricas y no simétricas respecto al plano medio del laminado.
- **Cantidad de fibras ópticas embebidas,** encontrándose que el contenido volumétrico de fibras ópticas debe ser relativamente bajo.
- **Secuencia de apilamiento del material compuesto** que, como es bien sabido, afecta a las propiedades mecánicas.
- **Método de ensayo,** no pudiendo compararse resultados de ensayos que no hayan sido realizados con el mismo método.
- **Procedimientos de fabricación consistentes:** Variaciones en los parámetros del ciclo de curado, como su duración o temperatura aplicada, pueden modificar los valores de las propiedades mecánicas. Es necesario controlar el curado de todos los paneles que intervengan en el estudio, de otro modo pueden encontrarse variaciones de hasta el 10% debido a dichos factores.

Si no se determinan con claridad todos estos factores, los resultados que se presenten no son comparables con los obtenidos en otros estudios y, por tanto, sus conclusiones no son muy útiles.

3.4 Calibración de los sensores.

En este apartado se pretende hacer una introducción a la calibración de los sensores de fibra óptica de redes de Bragg para adquirir unos conocimientos básicos sobre ellos y así comprender mejor su funcionamiento.

3.4.1 Características del sensor.

El sensor a calibrar es un filtro tipo FGB (*Fiber Bragg Grating*), que consiste en introducir cambios periódicos en el índice de refracción de una pequeña sección de fibra.

El Equipo Analizador de Espectro mandará un haz de luz a través de la fibra óptica, y cuando ésta llegue a la posición del sensor se verá afectada por éste y una parte de su espectro será reflejado y el resto transmitido.

Dependiendo de los cambios de distancia, la longitud de onda de resonancia del Bragg reflejada será distinta [10].

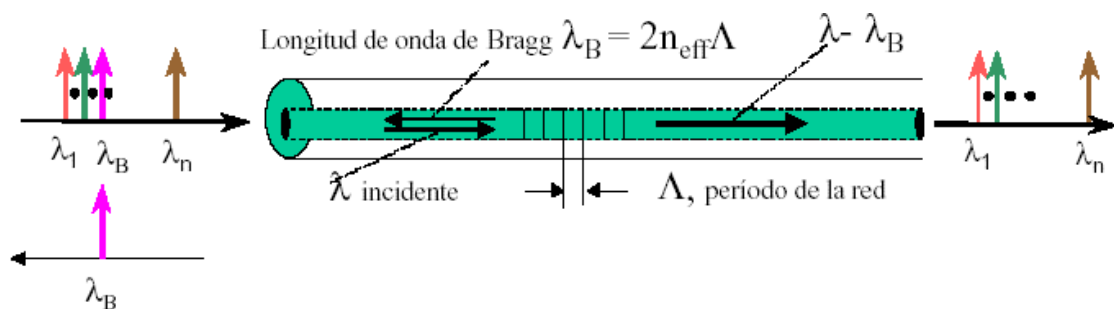


Ilustración 18. Funcionamiento de un sensor FGB. [10]

Los sensores a caracterizar constan de una red de longitud total de $10 \mu m$ formada por 5 celdas equiespaciadas de $2 \mu m$ ($\Lambda = 2 \mu m$)

Justificación del uso de este tipo de filtro

Una red de Bragg grabada en fibra (RBGF) es un dispositivo en el cual se ha inducido una perturbación periódica del índice de refracción a lo largo de su núcleo. La longitud de onda de Bragg está dada por:

$$\lambda_B = 2 \cdot \Lambda_B \cdot n_{ef}$$

Donde n_{ef} es el índice de refracción efectivo de la fibra y Λ_B es el período espacial de la perturbación. La longitud de onda de Bragg depende de la temperatura y la presión a la que se la somete (esfuerzos laterales).

Supongamos que inicialmente (con la fibra sin deformar) el período de la red mide una longitud Λ_0 . Supongamos que en este instante está reflejando una longitud de onda λ_0 . Cuando sometamos a la fibra a una deformación ε_1 (ya sea por tracción/compresión o por dilatación higrótérmica), el período de la red pasará a medir una cantidad $\Lambda_1 = \varepsilon_1 \cdot \Lambda_0$, y la longitud de onda reflejada ya no será la misma, sino que pasará a ser un valor λ_1 .

Entonces la calibración de nuestro sensor consistirá en obtener una expresión analítica obtenida experimentalmente, que relacione la longitud de onda reflejada con la deformación producida en la fibra (que coincide con la deformación en el sensor), y todo ello a una temperatura conocida, lo que nos permitirá utilizar este sensor en cualquier ensayo mecánico a temperatura conocida, con el fin de medir deformaciones utilizando simplemente su curva de calibración.

3.4.2 Equipos e instalaciones.

Según posteriores trabajos realizados por el personal de INTA [10], para calibrar los sensores de fibra óptica se requiere de los siguientes equipos e instalaciones:

- Cámara de temperatura
- Depósito de nitrógeno líquido.
- Equipo de adquisición de datos (acondicionador de señal)
- Equipo analizador de espectro.
- Máquina universal de ensayos.
- Termopares.
- 1 extensómetro
- Probetas de material compuesto.

A continuación se detallan las características de los mismos

Cámara de temperatura

Las especificaciones de la cámara utilizada en los ensayos son:

Marca: INSTRON

Modelo: EC19

Rango de funcionamiento: desde -150°C
hasta $+350^{\circ}\text{C}$

Calentamiento: resistencias

Enfriamiento: nitrógeno líquido



Ilustración 19. Cámara de temperatura. [10]

La cámara tiene la posibilidad de acoplarse a máquinas de ensayos de tal manera que podemos controlar la temperatura de los mismos.

Depósito de nitrógeno

Marca: DURA-MAZ 5100

Presión de trabajo máxima: 20 bar

Presión de prueba hidráulica: 40.2 bar

Temperatura de servicio mínima: -196°C

Marca del fabricante: MVE, INC

Peso máximo de N₂: 114kg, para un volumen de 196 litros



Ilustración 20. Dewar de Nitrógeno líquido. [10]

Equipo analizador de espectro

Es el equipo encargado de emitir el haz de luz a través de la fibra óptica, y de acondicionar la señal reflejada por el sensor, de tal manera que nos muestra por pantalla en tiempo real la longitud de onda reflejada λ_B .

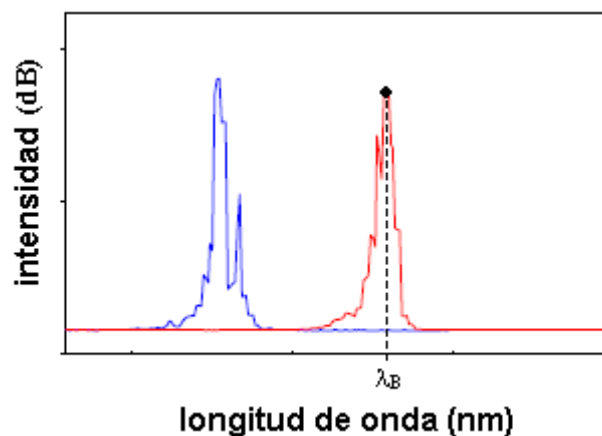


Ilustración 21. Intensidad frente a longitud de onda. Lectura de los sensores. [10]

Marca: MICRON OPTICS

Modelo: Si720

Número de canales: 2

Frecuencia de trabajo: 5 Hz / 0.5 Hz

Repetitividad: 0.05 pm

Exactitud: 1 pm



Ilustración 22. Equipo analizador del espectro. [10]

Equipo de adquisición de datos.

Recibe los datos directamente del Equipo Analizador de Espectro (por medio de una conexión tipo GPIB) y lo guarda en ficheros con formato Excel, para su posterior análisis. También recibe directamente la señal de ambos termopares.

Marca: NATIONAL INSTRUMENTS

Modelo: SC-2345



Ilustración 23. Equipo de adquisición de datos. [10]

Probetas

Las probetas ensayadas están formadas por un laminado de material compuesto de matriz epoxi y refuerzo de fibra de carbono, orientadas a 0° en la dirección de la sollicitación de la carga.

Las dimensiones de las probetas son 245 x 30 mm, y el laminado $[0]_{8s}$. Cada lámina tiene un espesor de 0.125mm, siendo el espesor total 4 mm. La fibra se embeberá exactamente entre las 2 láminas intermedias, y se comprobará su alineación con las fibras de carbono. Se colocan 2 sensores por probeta.

La fibra óptica que queda fuera de la probeta es recubierta por un material termorretráctil en forma de tubo con alta resistencia a flexión y fibras de aramida para absorber la energía de un posible impacto.

Posteriormente se le colocará el conector, y a continuación se someten al proceso de curado en autoclave para asegurar la adherencia de la matriz con las fibras.

Se realizan 2 tipos de probetas, que se detallan a continuación:

Probetas secas.

Una vez curadas las probetas, se someten a los sucesivos ciclos en estufa:

- 4 probetas y 2 testigos, durante 3 días en una cámara a temperatura de 50°C.
- Se toma el peso de los testigos, y se inicia un nuevo ciclo de 3 días a 70°C.
- Se pesan los testigos, y se inicia un nuevo ciclo de 3 días a 90°C.
- Se suceden los ciclos de 3 días a 90°C hasta que el incremento de peso de los testigos sea menor del 0.05% entre dos tomas distantes en 6 días.

Una vez llegado a este punto se consideran probetas secas.

Probetas húmedas.

Una vez que finaliza el proceso de curado de estas probetas, se introducen durante 1000 horas en una cámara a 70°C y a una humedad relativa del 85%.

Cuando haya terminado este período, las probetas serán consideradas húmedas.

Máquina de ensayos, extensómetros y termopares.

La máquina de ensayos utilizada es de la **marca INSTRON**, **modelo 5584**, y lleva asociado un software específico para controlar los parámetros del ensayo. La capacidad máxima de su célula de carga es de 150kN.



Ilustración 24. Máquina de ensayos. [10]

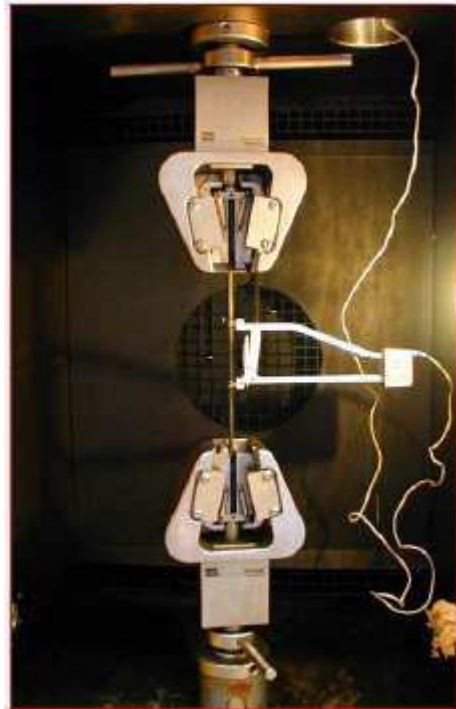


Ilustración 25. Colocación de la probeta. [10]

Para medir las deformaciones longitudinales de la probeta, se emplea un extensómetro, como se muestra en la figura de la derecha. La separación inicial entre las 2 patas del mismo es de 50 mm, y éstas se irán alejando a medida que vaya transcurriendo el ensayo. El extensómetro mandará directamente la deformación al Equipo de Adquisición de Datos mencionado anteriormente. Dentro de la cámara irán también situados 2 termopares, que servirán como una referencia de temperatura.

3.4.3 Ensayo.

Una vez que se han colocado las mordazas sobre la probeta, el extensómetro y los termopares, se cierra la cámara y se espera a que adquiera la temperatura deseada para el ensayo, y una vez que ésta se mantiene constante se procede a la calibración del extensómetro y de la célula de carga de la máquina, que se harán de forma automática con el software que controla a la máquina de ensayos.

Una vez hecho esto, se procede a la ejecución del ensayo, que se realizará a una velocidad constante de 1 mm/min, y se marcará como fin del mismo cuando la carga de tracción supere el valor de 27 kN, que corresponderá aproximadamente a una deformación en la probeta en torno a las 2000 $\mu\epsilon$.

Durante la realización del ensayo, el PC que controla la máquina mostrará en pantalla la correspondencia (en tiempo real) entre la deformación y la longitud de onda de Bragg de los sensores de fibra óptica, mientras que el equipo de adquisición de datos guardará los valores instantáneos de todas las variables que intervienen en el ensayo en un archivo que posteriormente será tratado en Excel. El ensayo se parará automáticamente cuando se haya superado el umbral de los 27kN de carga sobre la probeta.

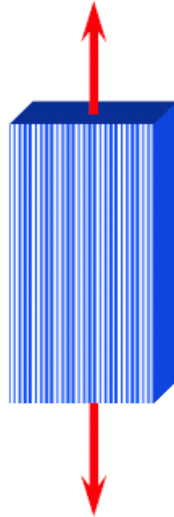


Ilustración 26. Probeta unidireccional sometida a esfuerzos de tracción. [10]

3.4.4 Resultados.

La calibración de los sensores tiene como objetivo final obtener un parámetro **K** que relacione la deformación de las probetas ensayadas con la longitud de onda de Bragg obtenida en la fibra:

$$\lambda_B = K \cdot \varepsilon$$

Este factor **K** depende principalmente de las siguientes variables:

- Temperatura.
- Humedad relativa.
- Propiedades mecánicas del material ensayado.

Para poder conocer la curva de calibración de los sensores se crea una matriz de ensayos en distintas condiciones. Esta matriz se resume en la siguiente tabla:

		tipo de probeta	
		seca	húmeda
T de ensayo	-55°C	15	15
	TA (22.3°C)	30	30
	80°C	15	15
	120°C	15	15

N° de ensayos

Tabla 2. Matriz de ensayos. [10]

Para cada ensayo se obtiene una serie de datos:

$$\lambda_B \text{ vs } \varepsilon$$

Estos datos se representan en un gráfico en donde se obtienen 2 series de datos, una por cada sensor.

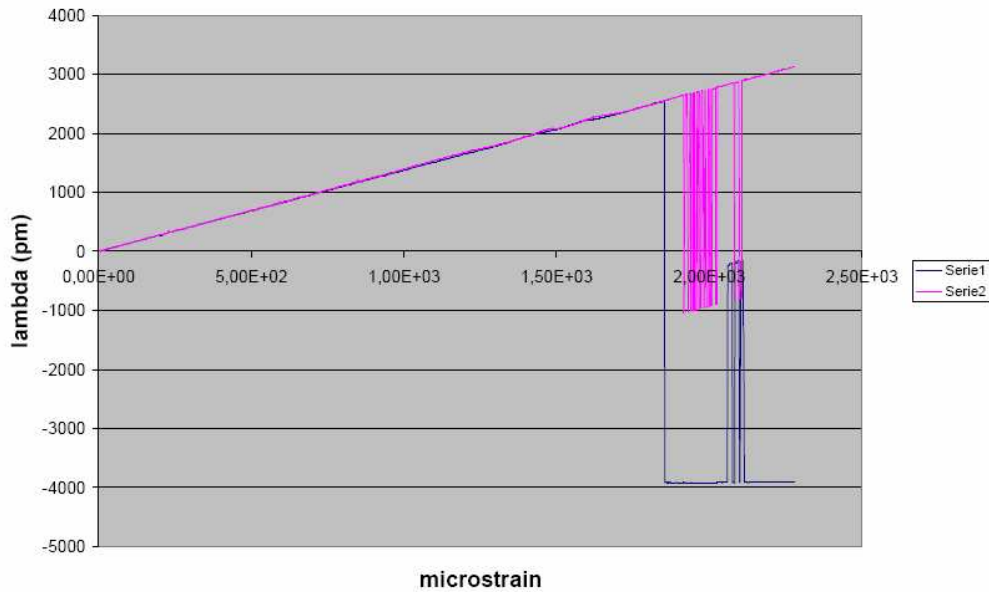
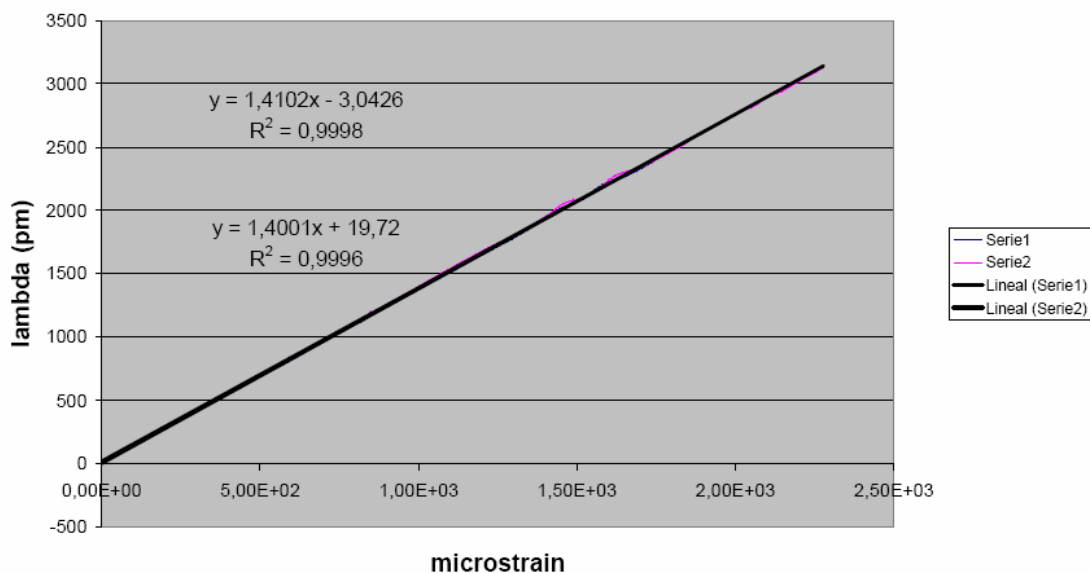


Gráfico 1. Longitud de onda frente a deformaciones. Probeta seca a 80°C. [10]

Se observa que a partir de una cierta deformación aparecen puntos con valores erróneos, por lo tanto, se requiere la eliminación de los mismos para realizar el análisis de forma correcta. Posteriormente, ajustamos los puntos a una recta por mínimos cuadrados, y el valor de su pendiente será exactamente el parámetro **K** para este ensayo en particular:

T=80°C ; Probeta seca



$$K(\text{sensor1}) = 1.4102 \frac{pm}{\mu\epsilon}$$

$$K(\text{sensor2}) = 1.4001 \frac{pm}{\mu\epsilon}$$

Gráfico 2. Ajuste por mínimos cuadrados. Parámetro K. [10]

Una vez que se tienen todas las **K**, las agrupamos para la misma temperatura y humedad, y consideramos como valor la media de todas ellas. También se calcula la desviación estándar de los resultados.

Una vez que tenemos estos valores, hacemos 2 gráficas, una para condiciones secas y otra para condiciones húmedas.

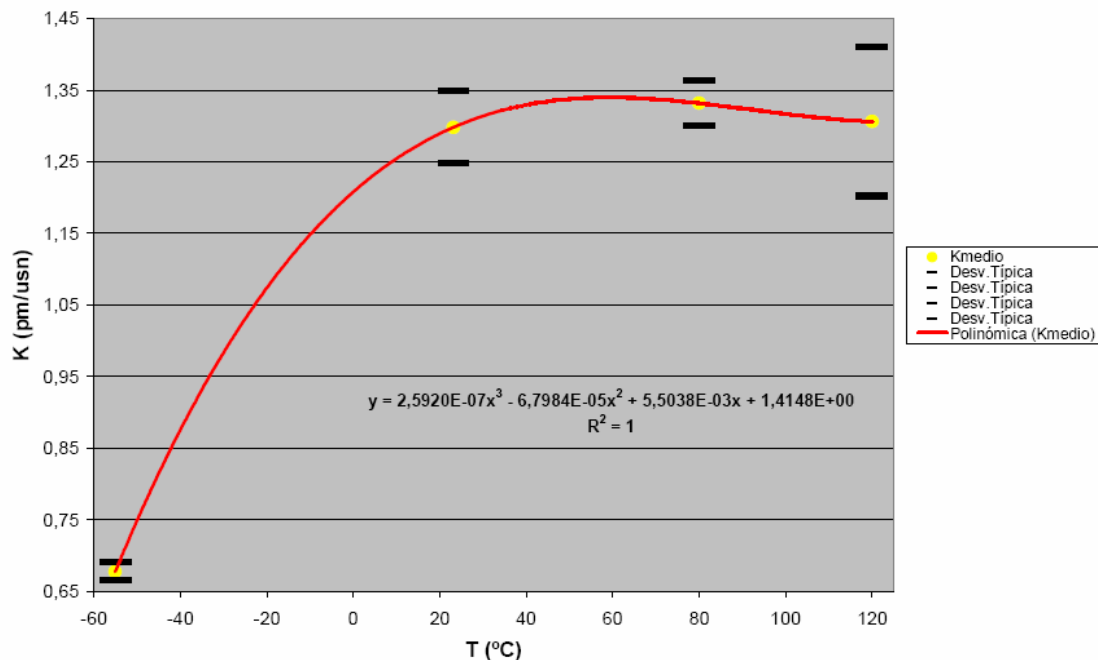


Gráfico 3. Parámetro K vs temperatura para probetas secas. [10]

Y finalmente se obtiene la curva de calibración:

$$K(pm/\mu\varepsilon) = 2,5920 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 - 6,7984 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 5,5038 \cdot 10^{-3} T + 1,4148$$

(dónde T se expresa en °C)

Y se actuaría análogamente para las probetas húmedas.

CAPÍTULO 4.

INTRODUCCIÓN A LOS MODELOS DINÁMICOS

4 INTRODUCCIÓN A LOS MODELOS DINÁMICOS

4.1 *Análisis de modos propios de vibración.*

Esta solución también conocida como análisis modal, calcula las frecuencias y modos propios de vibración de la estructura [6]. Las ecuaciones representativas de un problema dinámico son:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [B]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{P\}$$

En un problema de modos propios no existen fuerzas exteriores ($\{P\} = 0$), y la matriz de amortiguamiento se desprecia ($[B] = 0$). Esta hipótesis es válida en estructuras aeroespaciales, en las que el coeficiente de amortiguamiento es reducido.

De este modo las ecuaciones representativas de un problema de modos propios de vibración son:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0$$

Podemos definir este problema como un comportamiento dinámico de la estructura, donde las fuerzas de inercia compensan exactamente a las fuerzas elásticas. Si asumimos que el movimiento de la estructura es armónico, es decir $\{u\} = \{\phi\}\sin(\omega t)$ se obtiene:

$$([K] - \omega^2[M])\{\phi\} = 0$$

Matrices generalizadas.

Haciendo la equivalencia $\omega^2 = \lambda$ hemos reducido el problema a uno de extracción de autovalores. La matriz a la que hay que extraer autovalores es $[A] = [K][M]^{-1}$:

$$\det([A] - \lambda[I]) = 0$$

Para problemas dinámicos es útil hacer una transformación de coordenadas:

$$\{u\} = [\phi_1 \quad \phi_2 \quad \dots \quad \phi_n] \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \dots \\ q_n \end{Bmatrix}$$
$$\{u\} = [\phi]\{q\}$$

Se transforman desplazamientos físicos $\{u\}$ a desplazamientos modales $\{q\}$, mediante la matriz de autovectores $[\phi]$. Las ecuaciones generales del problema dinámico resultan:

$$\begin{aligned}
[M][\phi]\{\ddot{q}\} + [B][\phi]\{\dot{q}\} + [K][\phi]\{q\} &= \{P\} \\
[\phi]^T [M][\phi]\{\ddot{q}\} + [\phi]^T [B][\phi]\{\dot{q}\} + [\phi]^T [K][\phi]\{q\} &= [\phi]^T \{P\} \\
[M]_{hh}\{\ddot{q}\} + [B]_{hh}\{\dot{q}\} + [K]_{hh}\{q\} &= \{P\}_h
\end{aligned}$$

Desplazamientos modales

La transformación de desplazamientos físicos $\{u\}$ a desplazamientos modales $\{q\}$, es un simple cambio de coordenadas. Por ejemplo para una viga bi-apoyada de masa uniformemente distribuida, los modos propios de flexión tiene la siguiente formulación:

$$\phi_y^n(x) = \sin \frac{n\pi x}{l}$$

Este ejemplo tiene infinitos modos propios, para los sucesivos valores de n . Es claro que cualquier distribución de desplazamientos de la viga $u_y(x)$ producida por cargas exteriores, se puede representar como suma ponderada de los diferentes modos.

$$u_y(x) = q_1\phi_y^1(x) + q_2\phi_y^2(x) + \dots + q_n\phi_y^n(x) + \dots$$

Los desplazamientos modales son en definitiva los factores por los que hay que multiplicar los autovectores, para que al sumar todas las contribuciones se obtengan los desplazamientos físicos de la estructura. Se pueden definir como la cantidad en que se desplaza cada modo propio. En un modelo FEM el número de autovalores (y autovectores) es finito, e igual al número de DOFs de la estructura.

De lo anterior se deduce que una menor rigidez estructural implica una menor frecuencia de vibración. Es decir, aumentar las longitudes de la estructura, disminuyendo su rigidez, disminuye las frecuencias de vibración. Agregar masas a una estructura (masas no estructurales) también implica frecuencias de vibración menores.

4.1.1 Análisis de modos propios con MSC.PATRAN.

Para realizar un análisis modal con Patran hay que seleccionar el tipo de solución (Normal Modes/ Eigenvalue), y en los parámetros de análisis dinámico el usuario indica:

- Número de modos de interés.
- Frecuencias mínima y máxima

El usuario ha de indicar uno de los 2 parámetros.

Nastran normaliza los autovectores. Hay 2 opciones:

- Mass (por defecto) hace que la matriz de masas generalizadas $[M]_{hh}$ sea una matriz unitaria.
- Maximum: el desplazamiento máximo de un nodo/DOF es 1.0

The screenshot shows the 'Subcase Parameters' dialog box for 'REAL EIGENVALUE EXTRACTION'. The 'Extraction Method' is set to 'Lanczos'. The 'Frequency Range of Interest' section has 'Lower =' and 'Upper =' input fields. The 'Estimated Number of Roots =' is set to 100, and 'Number of Desired Roots =' is set to 20. The 'Diagnostic Output Level' is set to 0. The 'Results Normalization' section has 'Normalization Method' set to 'Mass', 'Normalization Point =' set to 1, and 'Normalization Component' set to 1. The 'Number of Modes in Error Analysis =' is set to 1. The 'Default Load Temperature =' is set to 1.0. The dialog has 'OK' and 'Cancel' buttons at the bottom.

4.1.2 Resultados en un análisis modal.

Al realizar un análisis modal Nastran imprime la tabla de autovalores y frecuencias propias. Esta salida es una tabla con columnas:

- Autovalor λ
- Frecuencia propia ω en radianes por segundo ($\omega = \lambda^{1/2}$)
- Frecuencia propia f en hercios ($f = \omega/2\pi$)
- Masa generalizada
- Rigidez generalizada

La tabla tiene tantas filas como modos se hayan pedido.

MODE NO.	EXTRACTION ORDER	EIGENVALUE	R E A L E I G E N V A L U E S		GENERALIZED MASS	GENERALIZED STIFFNESS
			RADIANS	CYCLES		
1	1	4.365575E-11	6.607249E-06	1.051576E-06	1.000000E+00	4.365575E-11
2	2	4.415163E+04	2.101229E+02	3.344210E+01	1.000000E+00	4.415163E+04
3	3	3.160578E+05	5.621901E+02	8.947533E+01	1.000000E+00	3.160578E+05
4	4	7.500974E+05	8.660817E+02	1.378412E+02	1.000000E+00	7.500974E+05
5	5	2.334293E+06	1.527839E+03	2.431632E+02	1.000000E+00	2.334293E+06
6	6	3.233440E+06	1.798177E+03	2.861888E+02	1.000000E+00	3.233440E+06
7	7	4.276092E+06	2.067871E+03	3.291119E+02	1.000000E+00	4.276092E+06
8	8	5.264160E+06	2.294376E+03	3.651613E+02	1.000000E+00	5.264160E+06
9	9	6.886329E+06	2.624182E+03	4.176515E+02	1.000000E+00	6.886329E+06
10	10	7.037844E+06	2.652894E+03	4.222211E+02	1.000000E+00	7.037844E+06
11	11	8.431988E+06	2.903789E+03	4.621523E+02	1.000000E+00	8.431988E+06
12	12	9.142717E+06	3.023693E+03	4.812356E+02	1.000000E+00	9.142717E+06
13	13	1.090493E+07	3.302262E+03	5.255712E+02	1.000000E+00	1.090493E+07
14	14	1.179313E+07	3.434112E+03	5.465560E+02	1.000000E+00	1.179313E+07
15	15	1.375815E+07	3.709198E+03	5.903372E+02	1.000000E+00	1.375815E+07
16	16	1.392323E+07	3.731384E+03	5.938682E+02	1.000000E+00	1.392323E+07
17	17	1.646457E+07	4.057656E+03	6.457960E+02	1.000000E+00	1.646457E+07
18	18	1.720479E+07	4.147866E+03	6.601534E+02	1.000000E+00	1.720479E+07
19	19	1.721734E+07	4.149378E+03	6.603940E+02	1.000000E+00	1.721734E+07
20	20	1.845829E+07	4.296311E+03	6.837791E+02	1.000000E+00	1.845829E+07

Ilustración 27. Resultado de un análisis modal

Los valores de las frecuencias propias deben ser los mismos independientemente del caso de carga seleccionado, de no ser así, habrá algún error en el cálculo.

Otro resultado a pedir en estos análisis son los autovectores. Cada autovector es considerado por Nastran como un subcaso de resultados. Es importante tener en cuenta que los valores absolutos de estos desplazamientos no tienen significado físico (se normalizan con la matriz de masa), sólo tiene sentido verificar la forma.

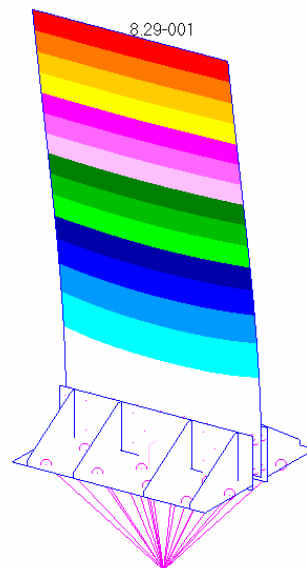


Ilustración 28. Primer modo propio de vibración. Eigenvectors.

4.1.3 Modos rígidos.

Se definen como modos rígidos los modos de desplazamiento de la estructura sin deformación interna. Estos modos se obtienen haciendo un análisis modal sin condiciones de contorno.

Al hacer el análisis aparece en la tabla de autovalores 6 modos rígidos, o de frecuencia casi nula (10^{-3} Hz, 10^{-5} Hz, o valores similares). En el caso de que el MEF contenga algún mecanismo interno, el número de modos rígidos será de 6 más el número de mecanismos internos.

Al hacer este análisis además de comprobar el valor de las frecuencias propias, hay que visualizar la forma de los modos, y comprobar que no existe deformación interna.

Además, hay que tener en cuenta que por razones matemáticas los modos propios pueden resultar:

- 3 modos de desplazamiento más 3 modos de rotación según los ejes del sistema de coordenadas básico (modos rígidos claros o limpios).
- 6 modos compuestos, combinan 2 o más modos de desplazamiento y/o rotación, por ejemplo un desplazamiento según X y rotación según Y, de este modo los modos propios obtenidos en el análisis son menos claros.

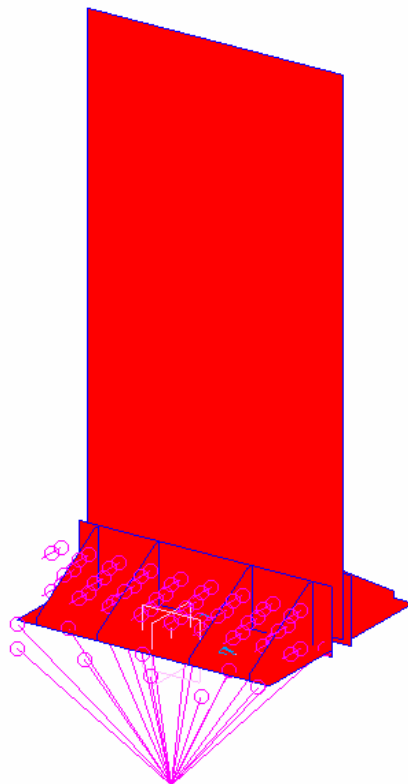


Ilustración 29. Modo rígido de vibración.

4.2 Análisis de respuesta en frecuencia.

La definición más simple de un análisis dinámico es que las cargas actuando en la estructura son variables con el tiempo. Para estos análisis, existen 2 formulaciones posibles:

- Formulación directa: Nastran utiliza las ecuaciones directas o en desplazamientos de nodos. Es de escaso uso por problemas de convergencia para modelos grandes.
- Formulación modal: Nastran utiliza las ecuaciones en desplazamientos modales. Es de uso más generalizado que la formulación directa.

Relaciones de Euler.

Al estudiar problemas en que las cargas sobre la estructura varían de forma senoidal, es útil utilizar una formulación de las ecuaciones con números complejos, conocida también como relaciones de Euler.

$$\begin{aligned}e^{i\alpha} &= \cos \alpha + i \sin \alpha \\e^{i\omega t} &= \cos(\omega t) + i \sin(\omega t)\end{aligned}$$

La parte imaginaria de $e^{i\omega t}$ no tiene sentido físico alguno, no es real, simplemente sirve para representar matemáticamente (y operar más fácilmente) una señal o variable de variación senoidal.

Por ejemplo, derivar es más sencillo:

$$\begin{aligned}P(\omega) &= \cos(\omega t) \\ \frac{\partial P}{\partial \omega} &= -\omega \sin(\omega t)\end{aligned}$$

Utilizando las relaciones de Euler:

$$\begin{aligned}P(\omega)e^{i\omega t} \\ \frac{\partial P}{\partial \omega} &= i\omega e^{i\omega t}\end{aligned}$$

Si se calcula la parte real de esta última derivada, se puede comprobar cómo coincide con la realizada mediante las ecuaciones senoidales.

Análisis de respuesta en frecuencia modal.

Al ser las cargas exteriores sobre la estructura de variación senoidal, se puede demostrar que los desplazamientos de la estructura también tienen carácter senoidal. Utilizando las ecuaciones del problema dinámico con desplazamientos modales:

$$\begin{aligned}\{P\} &= \{P\}_0 e^{i\omega t} \\ \{P\}_h &= [\phi]^T \{P\} \\ [M]_{hh} \{\ddot{q}\} + [B]_{hh} \{\dot{q}\} + [K]_{hh} \{q\} &= \{P\}_h\end{aligned}$$

Los desplazamientos de la estructura también tienen carácter senoidal:

$$\begin{aligned}\{q\} &= \{q\}_0 e^{i\omega t} \\ [-\omega^2 [M]_{hh} + i\omega [B]_{hh} + [K]] \{q\}_0 &= \{P_h\}_0 = [\phi]^T \{P\}_0 \\ \{q\}_0 &= [\phi]^T \{P\}_0 [-\omega^2 [M]_{hh} + i\omega [B]_{hh} + [K]]^{-1}\end{aligned}$$

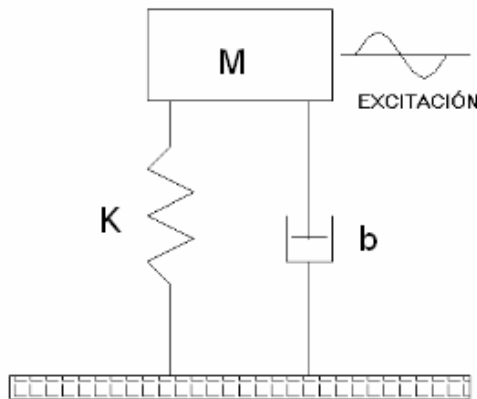
Una vez se han calculado los desplazamientos modales se recuperan los desplazamientos físicos (los desplazamientos de los nodos), también estos tendrán carácter senoidal.

$$\begin{aligned}\{u\}_0 &= [\phi] \{q\}_0 \\ \{u\} &= \{u\}_0 e^{i\omega t + \theta}\end{aligned}$$

Siendo θ el ángulo de desfase entre la carga sobre la estructura $\{P\}$ y la respuesta $\{u\}$. $\theta = 0^\circ$ significa que ambas señales tienen máximos coincidentes, $\theta = 180^\circ$ significa que cuando una está en el máximo la otra está en el mínimo.

Análisis de un sistema de un grado de libertad.

Es interesante analizar un sistema de un DOF de masa M , rigidez K , y amortiguamiento b sometido a carga armónica. Dicho sistema tiene una frecuencia propia ω_{propia} (si el amortiguamiento es pequeño):



$$M\ddot{u} + b\dot{u} + Ku = P_0 \sin(\omega t)$$

$$\omega_{propia} = \sqrt{\frac{K}{M}}$$

El amortiguamiento b mostrado es de tipo viscoso (proporcional a la velocidad):

$$F_{amortig} = -b\dot{u}$$

Se define como amortiguamiento crítico del sistema b_{crit} :

- Si $b > b_{crit}$, al perturbar el sistema y liberarlo no hay vibración, el sistema se desplaza hasta el equilibrio describiendo una curva exponencial.
- Si $b < b_{crit}$, al perturbar el sistema y liberarlo, se producen oscilaciones armónicas hasta llegar a un punto de equilibrio. Es el caso habitual en las estructuras aeronáuticas.

El coeficiente de amortiguamiento viscoso ξ es el ratio entre amortiguamiento b y b_{crit}

$$\begin{aligned}b_{crit} &= 2\sqrt{KM} = 2M\omega_{propia} \\ \xi &= \frac{b}{b_{crit}}\end{aligned}$$

Respuesta de un sistema SDOF con amortiguamiento

Crítico ($\omega_{propia} = 6 \text{ rad/sec}$, $u_0 = 5$, $v_0 = 0$)

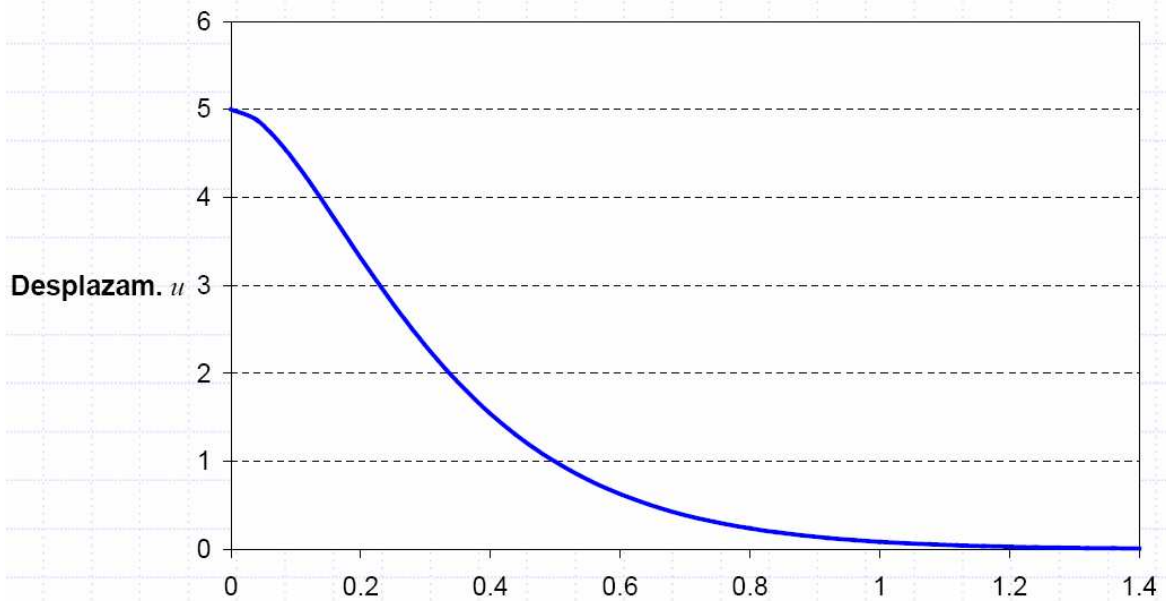


Gráfico 4. Respuesta de un SDOF con amortiguamiento crítico [6].

Respuesta de un sistema SDOF con amortiguamiento

Subcrítico ($\zeta = 0.24$, $\omega_{propia} = 6 \text{ rad/sec}$, $u_0 = 5$, $v_0 = 0$)

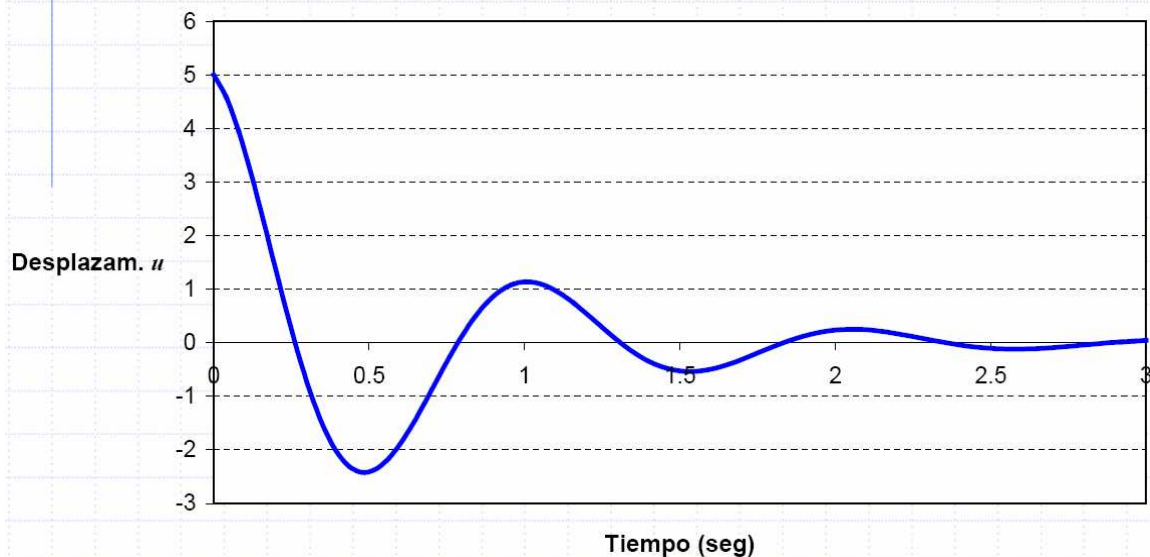


Gráfico 5. Respuesta de un SDOF con amortiguamiento subcrítico [6].

La respuesta del sistema u ante una carga armónica estacionaria $P_0 \sin(\omega t)$, es un desplazamiento u también armónico y con la misma frecuencia ω que la carga P :

$$u(\omega) = \frac{P_0}{K} \frac{\sin(\omega t + \theta)}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{propia}^2}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_{propia}}\right)^2}}$$

Si tenemos en cuenta que P_0/K es la respuesta estática del sistema, el segundo término lo podemos considerar como la amplificación del sistema.

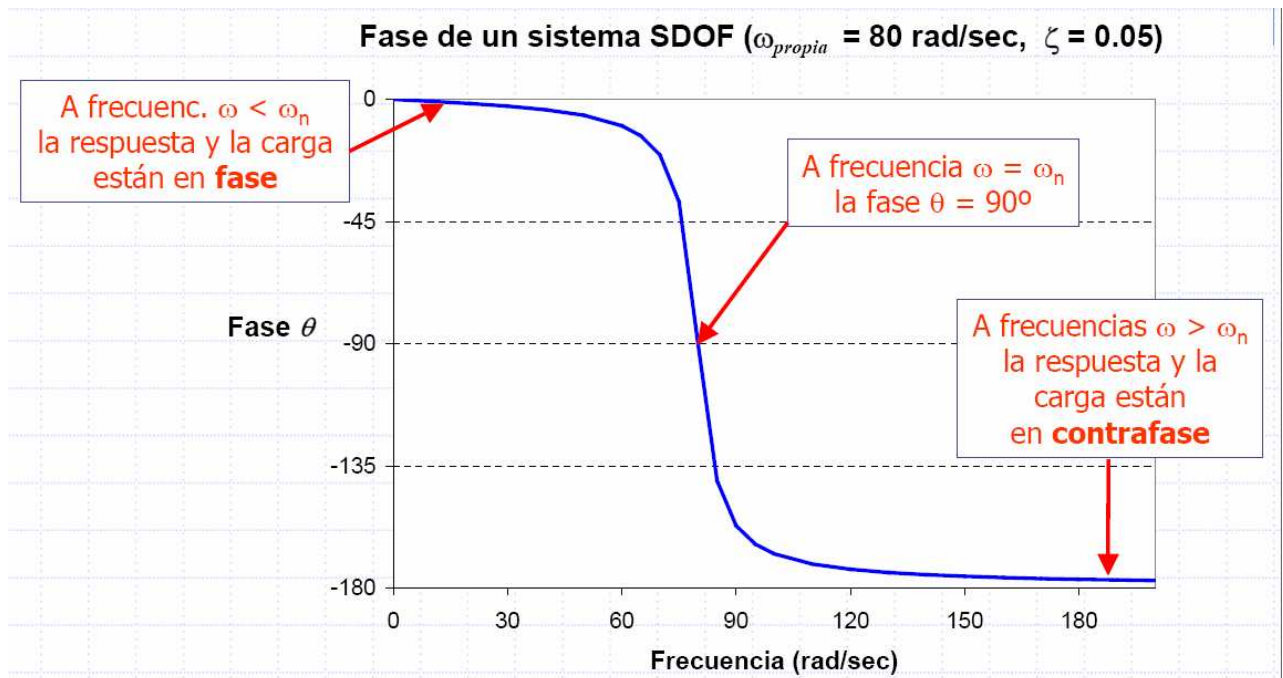
Su valor máximo se denomina Q (factor de amplificación) que se produce cuando la frecuencia de excitación ω coincide con la frecuencia propia ω_{propia} .

$$Q = \frac{1}{2\xi}$$

Ángulo de fase.

En un problema de respuesta en frecuencia la carga P , y la respuesta del sistema u son números complejos. El ángulo θ representa el desfase entre la carga y la respuesta del sistema. $\theta = 0$ significa que ambas señales tienen máximos coincidentes (en fase), $\theta = 180$ significa que cuando P está en el máximo (de su variación senoidal) u está en el mínimo (en contrafase).

$$\theta = -\tan^{-1} \frac{2\xi \frac{\omega}{\omega_{propia}}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{propia}}\right)^2}$$



Ancho de banda de mitad de potencia.

Rango de frecuencias para la que la amplificación del sistema cumple:

$$\left| \frac{u}{u_0} \right| > \frac{Q}{\sqrt{2}}$$

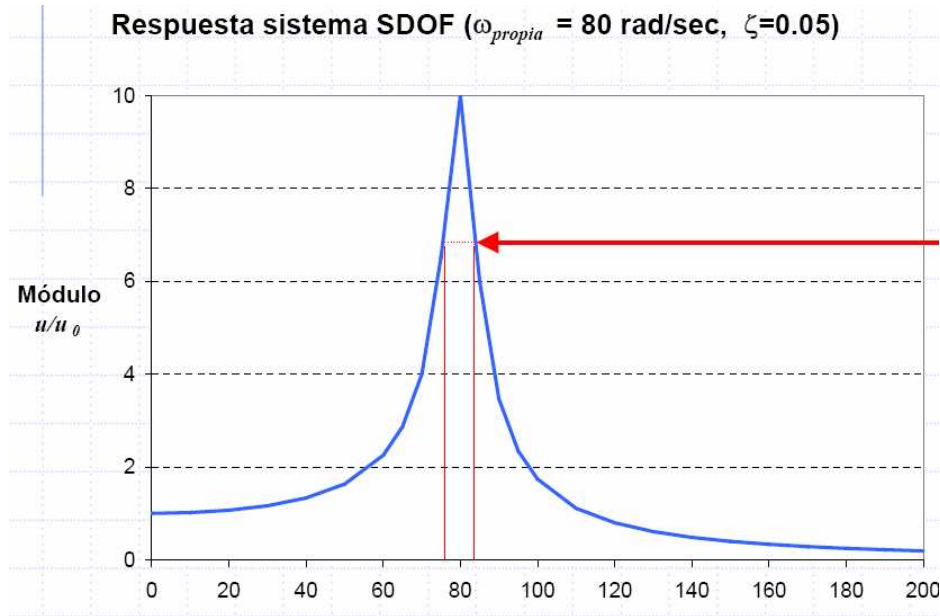


Gráfico 7. Ancho de banda [6].

Influencia del amortiguamiento

Al aumentar el amortiguamiento, Q baja y el ancho de banda de mitad de potencia crece:

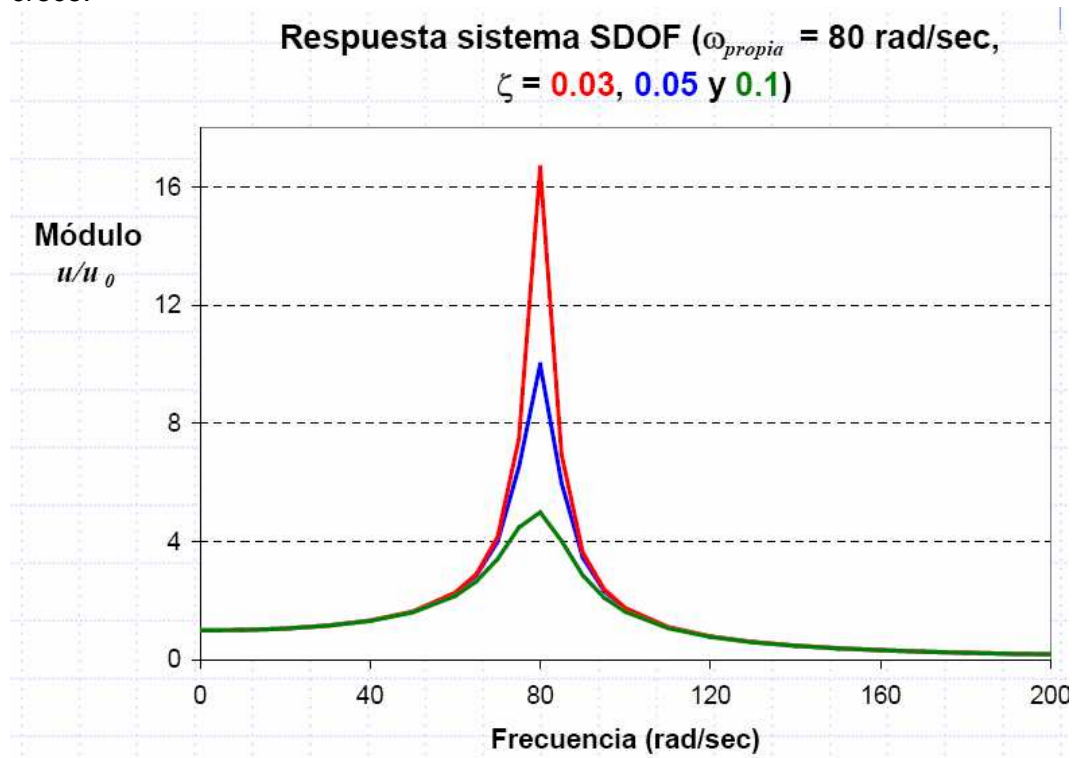


Gráfico 8. Influencia del amortiguamiento[6].

Amortiguamiento estructural.

Además del amortiguamiento de tipo viscoso (proporcional a la velocidad) existen amortiguadores de tipo estructural, son a la vez muelle y amortiguador siendo el amortiguamiento proporcional a la fuerza elástica, y opuesto a la velocidad:

$$F_{amortig} = igF_{interna} = ifKu$$

Siendo g el coeficiente de amortiguamiento estructural. Se puede demostrar que para un sistema SDOF así definido el factor de amplificación Q es:

$$Q = \frac{1}{g}$$

4.2.1 Estructura general de un problema de respuesta en frecuencia.

Lo habitual es que las cargas actuando sobre la estructura tienen un espectro de variación en función de la frecuencia. En la figura se muestra el correspondiente a la calificación de un mecanismo incorporado a la lanzadera Ariane IV.

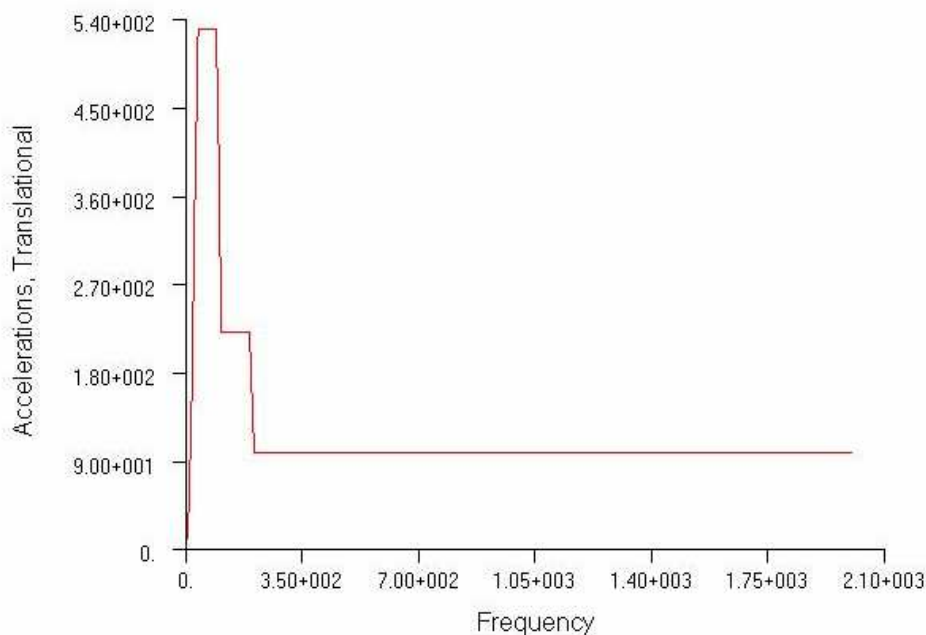


Gráfico 9. Aceleración frente a frecuencia.

La definición de un análisis de respuesta en frecuencia es de cierta complejidad:

- Definición de cargas de tipo armónico (variación senoidal), para lo que es necesario definir previamente el espectro de variación de la carga en función de la frecuencia.
- Definición del amortiguamiento.
- Definición de las frecuencias de análisis (frecuencias para las que se piden resultados).
- Selección del formato de resultados.

Variación de carga con la frecuencia.

El primer paso es la definición del espectro de variación de la carga en función de la frecuencia.

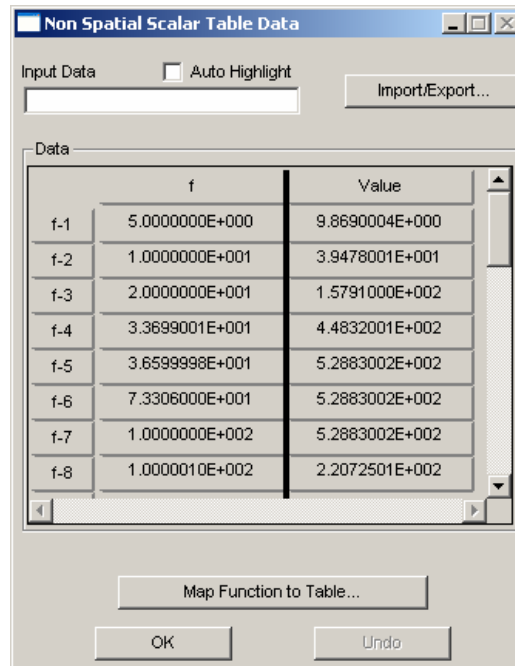


Ilustración 30. Definición del espectro en función de la frecuencia.

El 2º paso es la asociación del espectro a la carga definida.

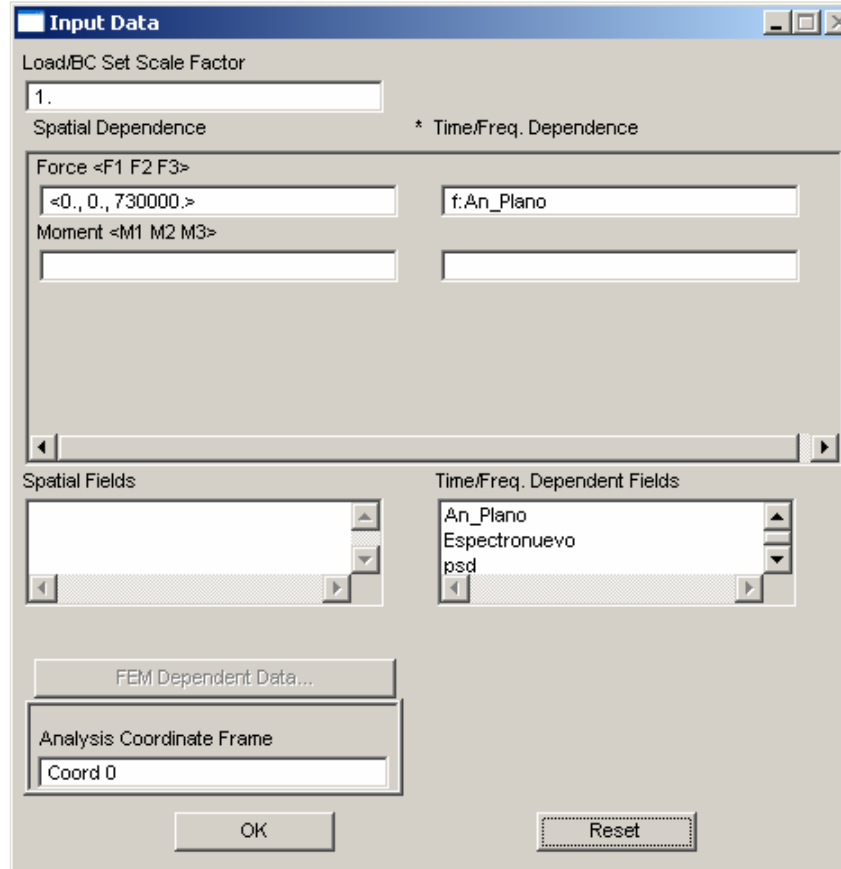


Ilustración 31. Asociación del espectro a la carga.

Modelización del amortiguamiento.

Existen varios modos de introducir amortiguamiento en un análisis de respuesta en frecuencia. El más utilizado es el amortiguamiento modal, que significa que cada modo tiene un coeficiente de amortiguamiento viscoso ξ_i :

$$B_i = 2M_i \omega_i \xi_i$$

El término B_i es el término de la diagonal principal de la matriz de amortiguamiento generalizada B_{hh} . Esta forma de definición de amortiguamiento tiene sentido en soluciones modales, y es una medida del amortiguamiento correspondiente a cada modo de la estructura.

Si el único amortiguamiento introducido en el análisis es el amortiguamiento modal, la matriz de amortiguamiento B_{hh} resulta diagonal. Esta es la opción recomendada.

Existe también la posibilidad de introducir coeficientes de amortiguamiento estructural global, o coeficientes de amortiguamiento para cada material del MEF. Estas opciones tienen mayor dificultad para seleccionar valores adecuados a los coeficientes de amortiguamiento, además de ralentizar los cálculos al no ser B_{hh} una matriz diagonal.

Patran permite 3 modos de definir el amortiguamiento modal:

- CRIT, define el coeficiente de amortiguamiento viscoso modal ξ_i .
- G, define el coeficiente de amortiguamiento estructural modal g .
- Q, define el factor de amplificación modal.

Las 3 definiciones están relacionadas mediante las siguientes expresiones:

$$G = 2CRIT$$
$$Q = \frac{1}{G}$$

Valores de amortiguamiento modal

El amortiguamiento modal es un parámetro que influye decisivamente en la respuesta de la estructura. Su valor depende de múltiples factores como:

- Materiales de la estructura.
- Forma de modo propio.
- Forma en que la estructura absorbe o transmite la carga.
- Valor de la carga exterior. El amortiguamiento ξ aumenta al aumentar la carga exterior (el comportamiento no es lineal).

Es por tanto difícil decir a priori que valor de amortiguamiento modal es el adecuado. Lo mejor desde luego es utilizar valores obtenidos en ensayos de estructuras similares a las que estamos analizando.

Como mera orientación se dan unas guías para la definición del amortiguamiento modal:

- Es conveniente no definir el mismo valor para todos los modos de la estructura, es mejor definir un espectro en función de la frecuencia.
- Para modos propios muy locales y en los que la deformación no afecta a uniones atornilladas, un valor igual del coeficiente de amortiguamiento viscoso ξ del 1% ($Q=50$) es en principio adecuado. Sin embargo experimentalmente se pueden obtener valores Q de hasta 100.
- Para modos globales y que afectan a uniones atornilladas, o a elementos que producen fricción, un valor ξ entre el 2% y el 5% del crítico (Q de 10 a 25) puede ser adecuado.
- Para estructuras de material compuesto es adecuado considerar un coeficiente de amortiguamiento viscoso modal ξ entre el 5% y el 10% del crítico (Q de 5 a 10).

Frecuencias de análisis.

El usuario ha de indicar para qué conjunto de frecuencias pide resultados Nastran. Como se mostró en el análisis del sistema, la respuesta máxima de la estructura ocurre cuando la frecuencia de excitación ω es igual a alguna de las frecuencias propias de la estructura ω_{propia_i} , por lo tanto, el espectro de análisis debe recoger las frecuencias propias más bajas de todos los componentes a ensayar.

Son varias las opciones a escoger para las frecuencias de análisis, a modo de ejemplo, se agrega una captura de imagen del análisis correspondiente al siguiente trabajo:

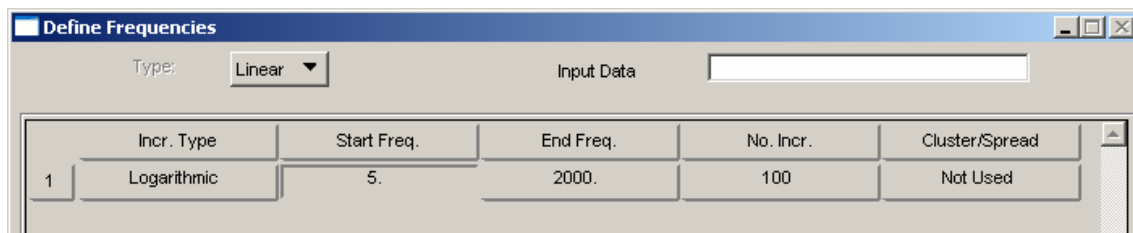


Ilustración 32. Distribución de las frecuencias de análisis.

Recomendaciones

Como se ha visto existen numerosas formas de generar la lista de frecuencias de análisis. En el análisis del sistema de un grado de libertad, se mostró que la zona de más variación de la respuesta es el ancho de banda de mitad de potencia.

Se recomienda utilizar la opción de Distribución lineal de frecuencias alrededor de las frecuencias propias, hacer $k = \xi$ (coeficiente de amortiguamiento viscoso modal) y utilizar un número de frecuencias de 5 como mínimo (al menos 5 frecuencias en el ancho de banda de mitad de potencia).

Es interesante combinar esta distribución que captura la respuesta de la estructura cerca de las frecuencias propias, con una distribución equi-espaciada que cubra de modo general el rango de frecuencias de las cargas aplicadas sobre la estructura.

4.2.2 Resultados de un análisis de respuesta en frecuencia.

Nastran permite dos modos de ordenación de resultados:

- SORT1, los resultados se ordenan por frecuencias (cada frecuencia es un subcaso).
- SORT2, los resultados se dan por nodo o elemento para las diferentes frecuencias.

```

FREQUENCY = 4.070905E+01
COMPLEX DISPLACEMENT VECTOR
(REAL/IMAGINARY)

POINT ID. TYPE T1 T2 T3 R1 R2 R3
258 G 3.541770E-08 3.073339E-07 -8.084244E-03 2.126230E-06 -1.386370E-05 -5.344817E-07
-2.978522E-09 9.572645E-09 1.475046E-07 -4.207939E-07 1.638655E-06 4.065256E-08
259 G 5.963184E-08 2.927289E-07 -8.084105E-03 -9.777428E-08 -2.007762E-05 -9.327576E-07
-2.767387E-09 1.150707E-08 1.411298E-07 -1.774780E-07 2.162770E-06 2.210490E-09
260 G 5.705519E-08 3.462804E-07 -8.084098E-03 1.558043E-05 -3.490752E-05 -4.412064E-06
-4.222394E-09 2.199570E-08 1.475319E-07 -1.648020E-06 3.315202E-06 -3.652939E-07
261 G 5.524966E-08 3.197761E-07 -8.084801E-03 3.016999E-05 -2.155411E-05 -1.257017E-06
-1.438121E-08 2.795088E-08 2.169409E-07 -2.561005E-06 1.730494E-06 -3.284284E-07
262 G 1.416730E-07 2.850616E-07 -8.085033E-03 2.307800E-05 -1.040476E-05 -1.568000E-06

```

Ilustración 33. Ordenación SORT1 por frecuencias.

Al importar resultados de un análisis de respuesta en frecuencia, Patran genera un caso de resultados por cada frecuencia de análisis, y en el nombre del subcaso indica el valor en hercios de esa frecuencia.

En un análisis de respuesta en frecuencia se pueden post-procesar los resultados del mismo modo que se hace en una solución estática:

- Los desplazamientos se suele post-procesar gráficamente (deformando al modelo).
- Los esfuerzos se suelen post-procesar como contours o mapas coloreados.
- Otros resultados en nodos (fuerzas ejercidas por las condiciones de contorno) se pueden post-procesar como vectores.

4.2.3 Truncatura modal.

Uno de los problemas de los análisis con formulación modal, es la selección del número de modos utilizados.

La transformación de coordenadas utilizada en los análisis con formulación modal tiene sentido para reducir el tamaño del MEF: en vez de utilizar como incógnitas los desplazamientos físicos $\{u\}$, se utilizan los desplazamientos modales $\{q\}$.

$$\{u\} = [\phi]\{q\}$$

Teóricamente para que esta transformación sea exacta, habría que utilizar todos los modos del MEF. Se puede demostrar que el número de modos es igual al número de grados de libertad libres del MEF. Si se usan todos los modos, la transformación a coordenadas modales no reduce el tamaño del MEF.

Masas modales efectivas

En general una estructura responde dinámicamente según sus modos de frecuencia propia más baja, por ello un análisis de respuesta en frecuencia utilizando los modos fundamentales (los de frecuencia propia menor) es suficientemente exacto.

La pregunta es: ¿Cuántos modos hay que utilizar? No existe una respuesta única o sencilla, depende del MEF analizado, del análisis en sí, etc. Uno de los criterios

comúnmente aceptados (aunque de validez sólo a nivel global) es el de las Masa Modales Efectivas.

Se define un vector de desplazamientos correspondiente a un modo rígido $\{RB\}$:

$$\{RB\} = [\phi]\{\varepsilon\}$$

Siendo $\{\varepsilon\}$ los Factores de Participación Modal. La Matriz de Masa/Inercia M_{RB} como sólido rígido es:

$$M_{RB} = [RB]^T [M] [RB]$$

$$M_{RB} = \{\varepsilon\}^T [\phi]^T [M] [\phi] \{\varepsilon\} = \{\varepsilon\}^T [M]_{hh} \{\varepsilon\} = \sum_i \varepsilon_i^2$$

Nota; se ha considerado la opción usual, es decir los autovalores están normalizados con la opción MASS, es decir la matriz de masas efectivas $[M]_{hh}$ es una matriz unidad I_{hh} .

Se comprueba pues como a la Matriz de Masas como sólido rígido, cada modo contribuye con un factor ε_i^2 . Este término es lo que se llama Masa Modal efectiva. Para cada modo hay 6 pues existen 6 movimientos como sólido rígido $\{RB\}$ diferentes.

Se podrían considerar las masas modelas efectivas como la contribución de cada modo a la reacción de la estructura, soportada isostáticamente (en los 6 grados de libertad) en la posición a partir del cual se generan los desplazamientos como sólido rígido.

La suma de las masas modales efectivas de los diferentes modos es (para los desplazamientos traslacionales como sólido rígido) igual a la masa del MEF.

Resultado de las masas modales efectivas.

Se pide su cálculo mediante el comando MEFFMASS(ALL)=YES. En el fichero .f06 aparece una tabla de Factores de Participación modal, Masas efectivas modales en kg para las traslaciones y kgm² para las rotaciones, pesos efectivos modales, y masas efectivas modales en %.

MODE NO.	FREQUENCY	MODAL EFFECTIVE MASS					
		T1	T2	T3	R1	R2	R3
1	1.291612E+01	8.585627E-06	1.776937E-04	3.099992E+00	3.653934E-04	3.385853E-01	5.966899E-05
2	1.859039E+01	3.022253E-06	1.265541E-05	1.530936E+00	3.119645E-05	1.594500E-01	1.077953E-06
3	3.553988E+01	2.704654E-04	2.660275E-07	2.290330E-04	4.676707E-04	1.881304E-02	3.046578E-06
4	3.610406E+01	7.831905E-03	9.018657E-06	1.703578E-03	2.011995E-03	4.780799E-02	6.842396E-07
5	4.960497E+01	4.549006E-06	1.410294E-05	1.683700E+00	3.981711E-09	2.528720E-01	1.078535E-06
6	5.588441E+01	6.464692E-04	7.243970E-04	1.696738E-04	2.893259E-02	2.973908E-03	8.908796E-05
7	7.598066E+01	1.455146E-04	1.310939E-04	3.101906E-02	2.235847E-02	2.017773E-03	4.264128E-05
8	7.955029E+01	1.760033E-05	6.361356E-04	2.221723E-02	1.985877E-03	2.180719E-03	7.554015E-05
9	8.405349E+01	1.696101E-03	3.547973E-05	1.458804E-03	2.551698E-03	7.706204E-03	4.541382E-09
10	8.413654E+01	2.375294E-02	1.630471E-03	8.611526E-03	2.020532E-05	1.134134E-01	1.118552E-04
11	8.833315E+01	4.194991E-04	2.588256E+01	4.472939E-02	1.432061E-01	8.609828E-03	2.641052E+00
12	1.146644E+02	2.990892E-03	2.285007E-05	3.544927E-02	3.518146E-05	4.265048E-04	1.940407E-06
13	1.223641E+02	9.783076E-03	4.372674E-02	2.335456E-01	6.215771E-03	9.476817E-03	8.625361E-03
14	1.273226E+02	2.302379E-02	2.109810E-03	1.612173E-03	1.098448E-04	9.010989E-03	2.034684E-04
15	1.371147E+02	8.353831E+00	6.181595E-01	1.003170E-01	2.454674E-02	1.288000E+00	6.746993E-02
16	1.399399E+02	6.998804E-01	1.781257E+00	2.016598E+00	8.328475E-02	8.447964E-03	2.235818E-01
17	1.407378E+02	1.547702E-01	9.256355E-01	3.865344E-01	5.120720E-02	2.145820E-03	1.320304E-01
18	1.422260E+02	2.489892E-01	1.094384E+00	1.691635E+00	5.161206E-02	3.640566E-04	1.367660E-01
19	1.438739E+02	5.074786E-02	5.987811E-02	4.854030E-02	4.034801E-03	4.066836E-02	7.408447E-03
20	1.465071E+02	1.395051E-02	6.226439E-03	2.729211E-01	5.524379E-04	7.833208E-02	8.533780E-04
21	1.482322E+02	8.602595E-03	7.767975E-04	5.465482E-02	2.776757E-02	1.305137E-02	1.151757E-03
22	1.500058E+02	9.953169E-03	1.194182E+01	3.012792E+00	7.425966E-01	1.734042E-01	1.758740E+00
23	1.524270E+02	6.471425E+00	1.878137E+00	1.605043E+01	1.146173E-01	7.478723E+00	3.424491E-01
24	1.708446E+02	8.538838E-03	7.865250E-06	9.130262E-02	2.848602E-04	1.427282E-02	5.709554E-06
25	1.768699E+02	1.252346E-01	1.141111E-01	4.399661E-02	3.010786E-02	9.529507E-02	7.996406E-02
26	1.780724E+02	3.108678E-01	6.113823E-01	1.285123E+00	3.409705E-02	7.156032E-01	2.074801E-01
27	1.847370E+02	2.115553E-02	1.847928E-02	2.534060E-01	5.522651E-03	1.009233E-01	1.740156E-02

Ilustración 34. Masas modales efectivas.

Las Masas Modales Efectivas se calculan respecto a una posición de referencia (la posición respecto a la que se generan los movimientos como sólido rígido, y en la que se medirían supuestamente las contribuciones de cada modo a la reacción de la estructura). Esta posición es por defecto el origen del sistema de coordenadas básico.

Criterio para la truncatura modal

Basándose en las Masas modales efectivas explicadas, se considera como criterio necesario escoger un número de modos de manera que se acumule para cada uno de los modos rígidos al menos el 85% de la masa/inercia del MEF. Este criterio es necesario pero no suficiente:

- En un análisis global (cálculo de fuerzas de reacción, fuerzas en los tornillos, esfuerzos en los elementos estructurales primarios, etc...) el criterio es suficiente para una adecuada selección de modos.
- En un análisis local (esfuerzos en elementos secundarios por ejemplo) el criterio no es válido, pues localmente el modo importante puede ser uno de poca masa efectiva. Al realizar este tipo de análisis es conveniente chequear la variación de los resultados del análisis al considerar diferentes números de modos.

4.2.4 Método de la masa gorda.

Este método se utiliza para problemas de vibración forzada, es decir problemas en los que se define en un punto o interface de la estructura una aceleración forzada de carácter senoidal $a(f)$. La idea es añadir al MEF una masa enorme M_{gorda} , a la que se aplica una carga senoidal $F(f) = a(f) \times M_{gorda}$. Dicha masa se une rígidamente a la estructura en los puntos de apoyo de ésta.

Dado que la estructura tiene una masa muy reducida, sus vibraciones no producen efecto relevante en la masa gorda, es decir, la aceleración que soporta dicha masa y los nodos de apoyo de la estructura es $a(f)$.

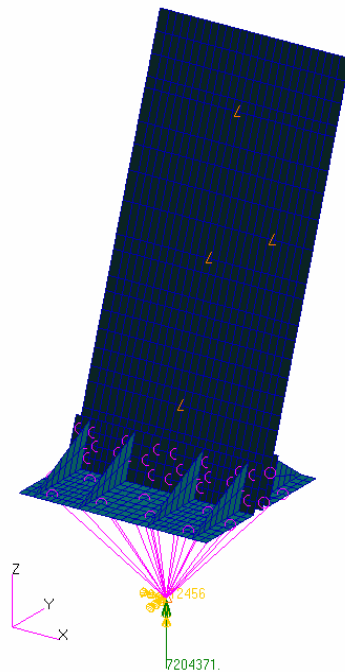


Ilustración 35. Aplicación de la masa gorda.

El método es pues una forma simple de introducir una vibración forzada (aceleración forzada) como carga a una estructura. Hay que tener en cuenta:

- La condición de contorno en la masa gorda se impone en todos los grados de libertad excepto en el que se introduce la vibración forzada, por ejemplo, si se realiza un análisis de aceleración forzada según Z, la condición de contorno es 12456.
- El elemento rígido de unión de la masa gorda a la estructura, tiene como nodo independiente el de la masa y dependientes todos los nodos de apoyo de la estructura.

Grados de libertad de dependencia.

El elemento rígido de unión Masa gorda/estructura ha de reproducir las condiciones de apoyo de la estructura, si ésta tiene apoyos simples por ejemplo, el elemento rígido tiene como grados restringidos dependientes 123.

Si la estructura tiene nodos con diferentes condiciones de contorno (apoyo, empotramiento, etc...), se ha de utilizar varios elementos rígidos cada uno con diferentes restricciones de dependencia.

4.3 Análisis de vibración aleatoria.

Hasta ahora se han descrito análisis dinámicos en los que la carga, sea de tipo armónico o transitoria, es conocida con exactitud en función de la frecuencia, o del tiempo. Este tipo de carga se denomina determinista.

Existen ciertos fenómenos como terremotos, explosiones, ruido producido por un motor cohete lanzador sobre la carga de pago, etc., que producen cargas con variación temporal muy compleja, muy irregular, y con cambios constantes de signos producidos además a gran rapidez.

Para este tipo de cargas resulta imposible conocer con exactitud el valor de la carga en un instante de tiempo determinado. Este tipo de carga se denomina aleatoria y se estudia por métodos estadísticos.

El espectro de variación temporal de una carga aleatoria es del tipo mostrado en la figura, con variaciones y cambios de signo múltiple y rápido.

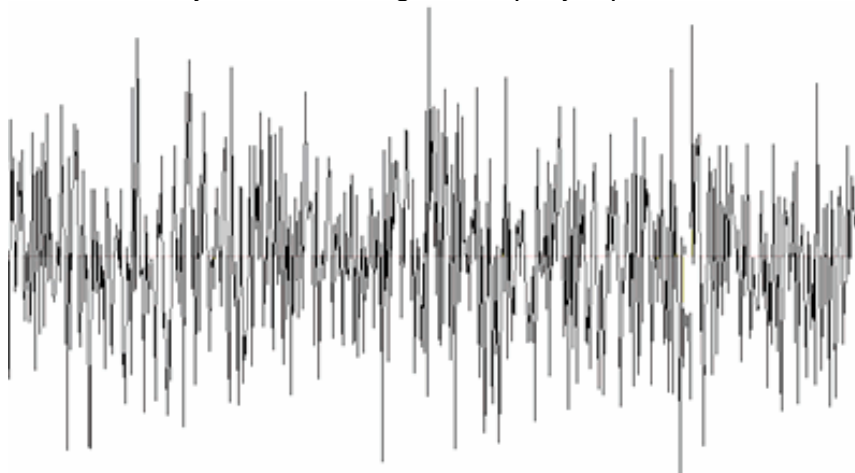


Gráfico 10. Señal random [6].

Lo primero que hay que tener en cuenta es que para caracterizar una carga por un método estadístico, se necesitan tomar varias muestras de la misma.

Dentro de la categoría general de carga aleatoria, son analizables desde un punto de vista estadístico sólo las cargas aleatorias estacionarias y ergódicas:

- Estacionaria: la señal no es estacionaria en el sentido estricto del término, pero la media de las muestras en un instante de tiempo t_i es un valor constante, es decir no depende del instante t_i elegido.
- Ergódica: la media en un instante de tiempo t_i de las diferentes muestras de la señal, coincide con la media calculada a lo largo del tiempo para una sola de las señales.

Espectro de densidad espectral de potencia (PSD).

El espectro PSD (Power Spectral Density) función de la frecuencia es la forma en que se caracteriza una señal aleatoria. Se muestra la forma de obtención de dicha función:

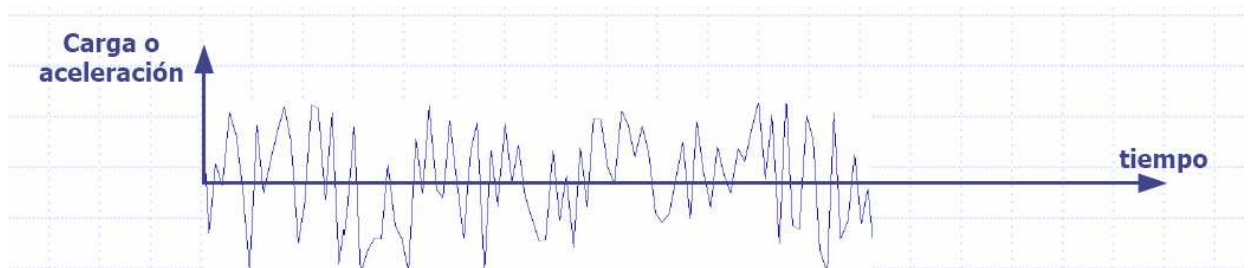


Gráfico 11. Carga frente al tiempo [6].

Se ha supuesto que la media de la señal es 0. Hacemos ahora un gráfico del cuadrado de la señal función del tiempo.



Gráfico 12. Valor cuadrático medio [6].

Se puede demostrar que el valor cuadrático medio es la desviación típica de la señal temporal al cuadrado. A la señal se le aplican ahora filtros de frecuencia pasabajos, es decir se elimina el contenido frecuencia de la señal por encima de la frecuencia de filtrado f , y se hace un gráfico del cuadrado de esta señal filtrada.



Gráfico 13. Carga filtrada [6].

Se obtiene ahora un gráfico de los sucesivos valores cuadráticos medios obtenidos con sucesivas frecuencias de filtrado, es el espectro CMS (Cumulative Mean Square).

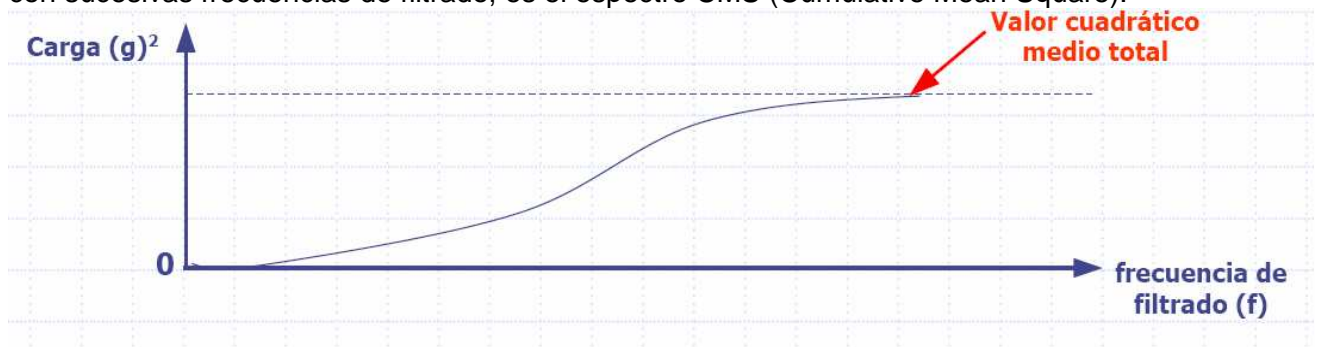


Gráfico 14. Espectro CMS [6].

La pendiente de este gráfico es el espectro PSD, resulta pues en unidades de $\text{aceleración}^2/\text{frecuencia}$.

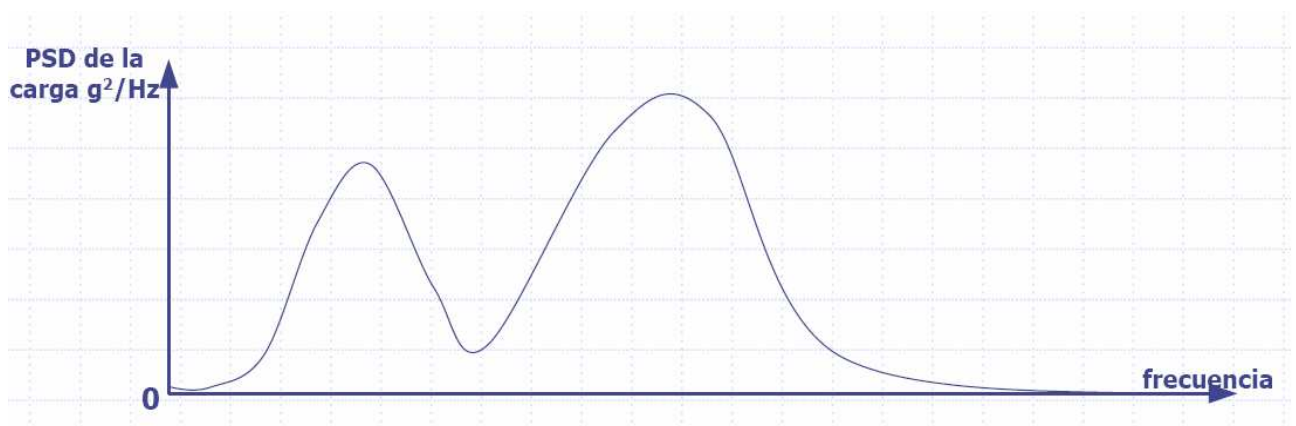


Gráfico 15. PSD [6].

El gráfico PSD muestra más claramente que el CMS el contenido frecuencias de la señal. La raíz cuadrada del área del gráfico PSD, es el valor RMS (Root Mean Square), o raíz cuadrada del valor cuadrático medio de la señal.

4.3.1 Resultados en un análisis de vibración aleatoria.

Densidad espectral de potencia de resultados

Se puede demostrar que en un problema de vibración aleatoria, la función $PSD(f)$ de un resultado z (de un desplazamiento, esfuerzo, etc.) se calcula:

$$PSD_z(f) = |H_{zx}(f)|^2 PSD_x(f)$$

Siendo:

- x es la carga sobre la estructura.
- H_{zx} es la función de transferencia del resultado z respecto a la carga x . Para calcular H_{zx} se ha de considerar una carga x armónica de valor unitario en el rango de frecuencias. H_{zx} es en definitiva el valor resultado del z en función de la frecuencia para esa carga unitaria antes explicada.

Valor RMS de resultados

El valor RMS o Raíz cuadrada del valor cuadrático medio del resultado z es la raíz cuadrada del área de la curva PSD_z :

$$z_{RMS} = \sqrt{\int_0^\infty PSD_z(f) df}$$

Se puede demostrar que al ser la carga sobre la estructura de carácter aleatorio, la respuesta (el resultado z) también tendrá carácter aleatorio. Esto significa que no se puede conocer los resultados de forma determinista, tan solo podemos conocer su distribución de probabilidad.

Valor 3σ

Se puede demostrar que la distribución y probabilidad de un resultado z es una distribución Normal, de valor medio nulo y desviación típica z_{RMS} .

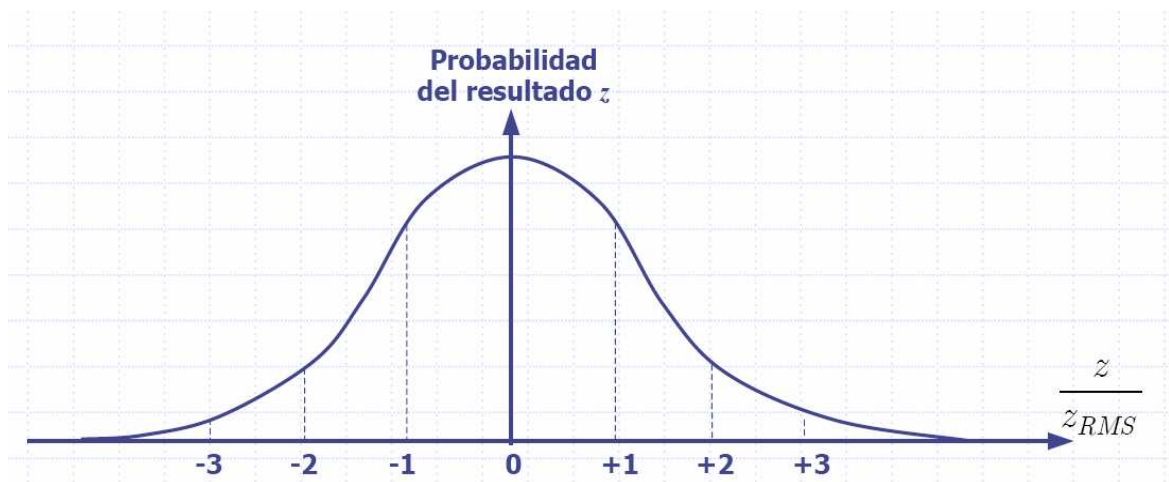


Gráfico 16. Probabilidad del resultado.

Esto significaría que en teoría el valor máximo que el resultado z puede alcanzar es infinito. Como criterio práctico comúnmente aceptado se utilizar el valor 3σ (± 3 veces la desviación típica o valor RMS) que cubre 99.7% de probabilidad.

A partir de estos valores 3σ el usuario realiza los análisis de resistencia, de cálculo de desplazamiento máximo, etc., tal como se hacía en un análisis estático.

4.3.2 Definición de una función de densidad espectral de potencia.

Para definir un espectro de vibración PSD se utilizan habitualmente 2 formas:

- Se definen una serie de puntos de la función, y entre cada 2 puntos la variación es lineal (en escala logarítmica de frecuencias y de PSD).
- Se definen pendientes de la función PSD en las extrañas unidades de dB/oct.

Pendientes en dB/oct

Se entiende por octava un intervalo de frecuencias $f_1 - f_2$, tal que la frecuencia f_2 es el doble de la frecuencia f_1 . El número de octavas entre 2 frecuencias dadas f_1 y f_2 es:

$$N_{octavas} = \frac{\log \frac{f_2}{f_1}}{\log 2}$$

La pendiente de la función PSD n en dB/oct es:

$$n = 20 \frac{\log \frac{PSD_2}{PSD_1}}{N_{octavas}} = 20 \frac{\log \frac{PSD_2}{PSD_1}}{\log \frac{f_2}{f_1} / \log 2}$$

4.3.3 Análisis de problemas de vibración aleatoria.

Nastran realiza el análisis de vibración aleatoria o Random como un post-proceso de la solución de respuesta en frecuencia. Los pasos a realizar son:

- Se define previamente una carga armónica sobre la estructura de valor unitario, y espectro de frecuencias que extiende a lo largo del espectro PSD de la entrada. Con esta carga Nastran realiza un análisis de respuesta en frecuencia y obtiene H_{zx} (función de transferencia del resultado z respecto a la carga x).
- Se introduce el espectro PSD de la carga PSD_x en función de la frecuencia.

La función $PSD(f)$ de un resultado z se calcula:

$$PSD_z(f) = |H_{zx}(f)|^2 PSD_x(f)$$

El valor RMS del resultado z es la raíz cuadrada del área de la curva PSD_z :

$$z_{RMS} = \sqrt{\int_0^\infty PSD_z(f) df}$$

Como en los demás análisis dinámicos, se ha de definir también una tabla de amortiguamiento modal (caso de utilizar la formulación modal), frecuencias de análisis y número de modos a utilizar en la formulación modal.

4.3.4 Análisis de un sistema de un grado de libertad.

Es interesante analizar un sistema SDOF de masa M , rigidez K , y amortiguamiento b sometido a carga Random. Si la carga Random P tiene un espectro $PSD(f)$ constante con la frecuencia, se puede demostrar que el valor RMS de la aceleración del sistema a_{RMS} es:

$$a_{RMS} = \sqrt{\frac{\pi}{2} Q f_{propia} PSD}$$

Para un sistema complejo (varios DOFs) y aunque el espectro PSD no tenga un valor constante es posible obtener un caso de carga estática equivalente, considerando los n modos de la estructura, factorizados cada uno con su masa efectiva M_i . Los niveles obtenidos para cada uno de los modos se combinan mediante una suma cuadrática (RSS).

$$a_{RMS_i} = \sqrt{\frac{\pi}{2} Q f_i PSD(f_i)}$$
$$a_{RMSTOTAL} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{M_i}{M} a_{RMS_i} \right)^2}$$

El caso de carga estática equivalente a considerar es, siguiendo el criterio típico de los análisis de vibración aleatoria, el caso pesimista 3σ .

$$a_{3\sigma TOTAL} = \pm 3 a_{RMSTOTAL}$$

Carga estática equivalente para sistemas complejos.

Ese caso de carga estático equivalente sirve para dimensionar globalmente la estructura analizada. Obtención de fuerzas en interfaces, dimensionar tornillos, dimensionamiento de la estructura primaria, herrajes principales de soporte, etc.

Para partes de la estructura donde el modo dominante es un modo local, el caso de carga equivalente no proporciona resultados correctos (los modos locales suelen tener una masa efectiva muy reducida, no sumando por tanto al factor $a_{RMSTOTAL}$). Por ello es recomendable utilizar el caso estático equivalente sólo para un dimensionado preliminar de la estructura primaria.

CAPÍTULO 5.

FASE I. DESARROLLO INICIAL.

5 FASE I. DESARROLLO INICIAL.

En esta primera parte [2] se resuelven las cuestiones básicas que se necesitan determinar para analizar la viabilidad técnica del trabajo. Las cuestiones formuladas se resumen en:

- Diseño de las probetas, análisis de distintos tamaños y espesores.
- Configuración del ensayo.
- Espectros de carga a aplicar.

5.1 Diseño de las probetas.

Se determina que las probetas que se emplearán para simular los elementos estructurales del lanzador espacial son laminados de material compuesto.

Para dar una mayor inercia al conjunto, se configuran unas probetas en panel sándwich. La piel externa es de fibra de carbono similar a la empleada en la lanzadera, y el núcleo del panel es de espuma Rohacell W51. A continuación se incluyen las tablas con las propiedades del material a ensayar.

Núcleo ROHACELL W51			Recubrimiento IM7/MTM45-1 (16x0.125mm)		
ρ	0,052	g / cm^3	ρ	1,53	g / cm^3
t	20	mm	t	2	mm
σ_{tu}	1,2	N / mm^2	σ_{tu}	800	N / mm^2
τ_{tu}	0,6	N / mm^2	α	3,5E-07	K^{-1}
α	3,3E-05	K^{-1}	ν	0,32	
E	68	N / mm^2	E	63000	N / mm^2
G	21	N / mm^2	G	23600	N / mm^2

Fibras MTM45-1		
t	0,125	mm
E_{xx}	140000	N / mm^2
E_{yy}	8000	N / mm^2
E_{xx}^c	120000	N / mm^2
G	3400	N / mm^2
ν	0,31	
σ_{tu}	1785	N / mm^2
σ_{cu}	1050	N / mm^2

Tabla 3. Propiedades de los materiales.

La secuencia de apilado de cada piel de fibra de carbono es $[45/90/-45/0/FBGS/0/-45/90/45]_s$ con un espesor total de 2mm.

Dado que el nivel de deformación deseado que se pretende alcanzar se encuentra en torno a las $1000 \mu\epsilon$, se escoge una longitud de 1200mm, que tendrían un

empotramiento de 100mm y una longitud libre de 1100mm, que se considera suficiente para alcanzar una alta carga de flexión. El ancho de las probetas escogido es de 900 mm.

Para la realización de los cálculos iniciales se toman dos espesores de núcleo de espuma diferentes: 30 y 40 mm. El efecto de esta variación se aprecia en el aumento del momento de inercia y por lo tanto, en la frecuencia propia fundamental, de tal forma que se consiguen aprovechar las zonas con mayor aceleración en el espectro senoidal obteniendo en esta zona las deformaciones máximas.

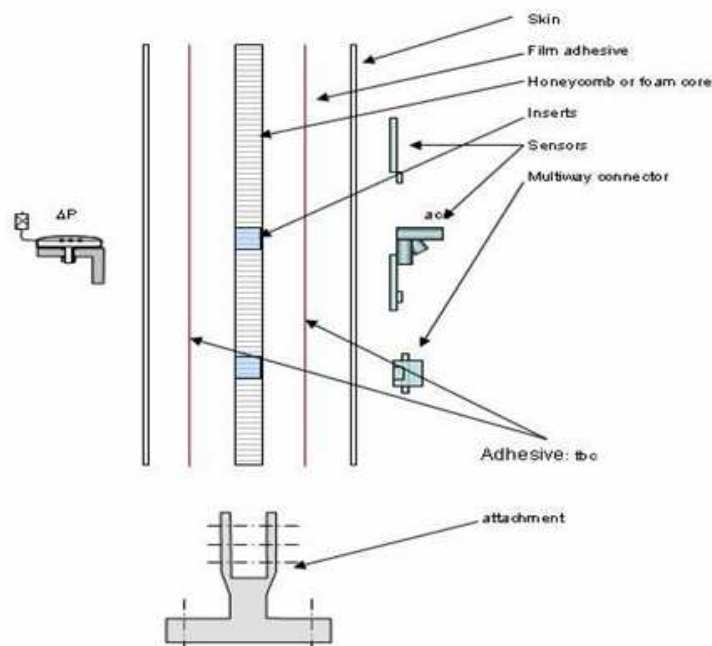


Ilustración 36. Configuración conceptual del demostrador.

5.2 Configuración del ensayo.

A continuación se exponen los diferentes casos de excitación considerados.

Se debe tener en cuenta que los ejes utilizados en las imágenes no se corresponden con los utilizados en el modelo de elementos finitos, por lo que se debe referir a estos últimos para la nomenclatura de los esfuerzos y deformaciones. Los casos considerados en el informe son:

- Caso de excitación con cargas superpuestas en el eje Z y con un ángulo de inclinación de 20° de tal manera que se induzcan cargas de flexión en el demostrador. Esta inclinación nos permite tener la influencia de más modos de vibración en el ensayo para así alcanzar unos mayores niveles de deformación.

- Caso de excitación en el eje X con el demostrador bi-empotrado en los herrajes.

- Caso de excitación mono-empotrado y con carga de excitación transversal.

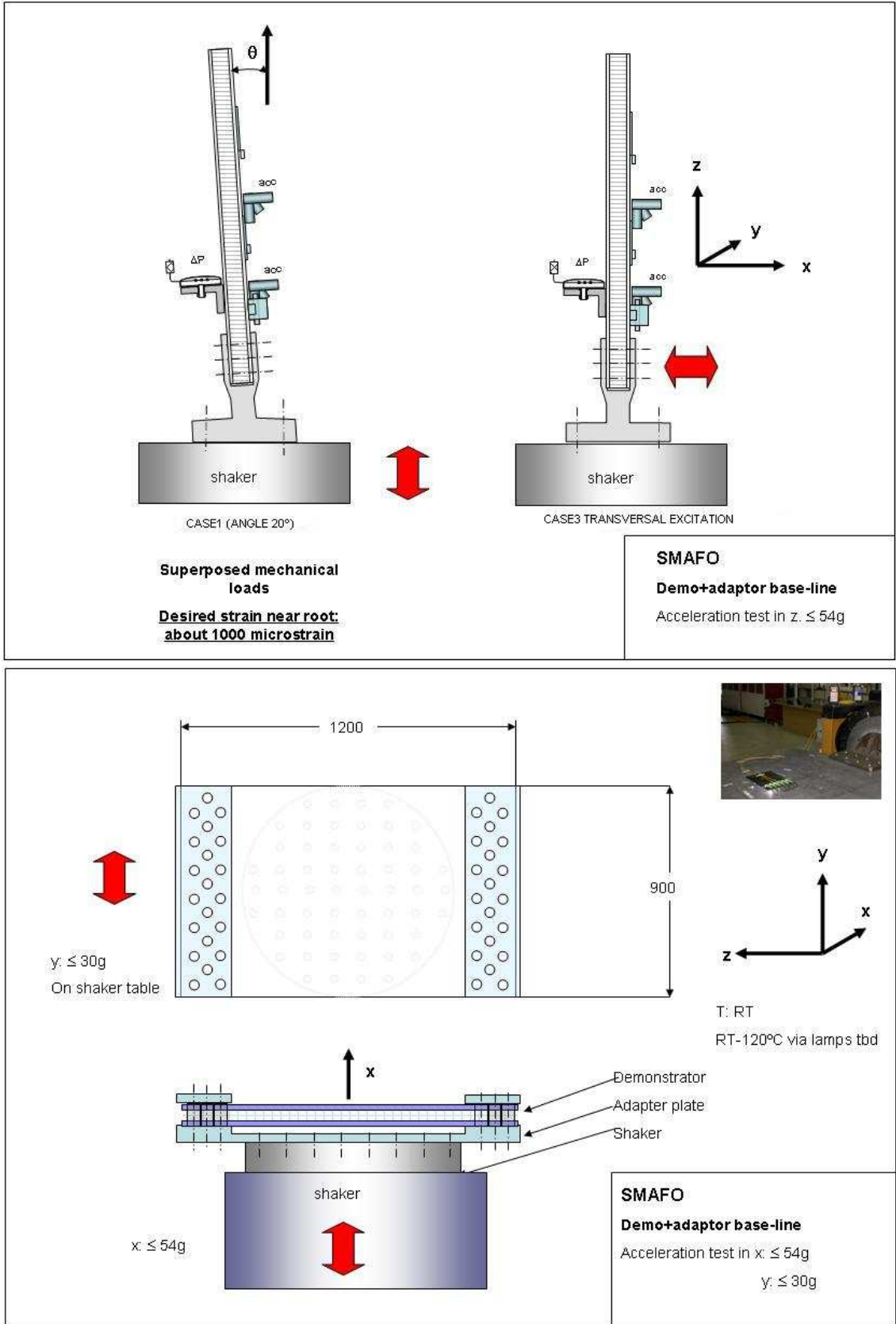


Ilustración 37. Casos de excitación considerados para el análisis del demostrador.

5.3 Espectros de carga.

Los espectros de carga a aplicar vienen dados por la ESA para la realización de los ensayos. De ellos cabe destacar el gran número de frecuencias que abarcan los ensayos (desde 5 Hz a 2000 Hz) con la intención de incluir las frecuencias propias de los sensores y cables para comprobar su fiabilidad.

5.3.1 Ensayo senoidal.

Frecuencia (Hz)	Desplazamiento o aceleración
5-36.6	10mm
36.6-100	54g
100-200	22,5g
200-2000	10g

Tabla 4. Espectro de excitación senoidal (análisis de respuesta en frecuencia).

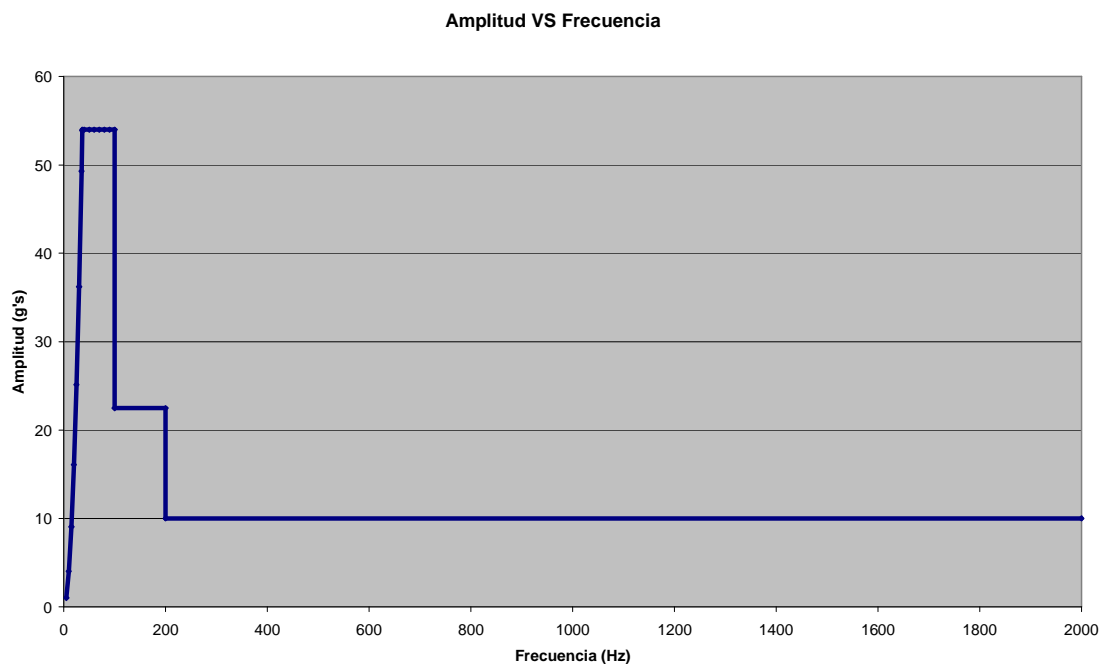


Gráfico 17. Amplitud de la excitación en función de la frecuencia para la excitación senoidal.

5.3.2 Ensayo random.

Frecuencia (Hz)	Desplazamiento o aceleración	Pendiente (dB/oct)
20	0,0913	7
100	4	
350	4	-1,3
700	3	-9,8
2000	0,1	

Tabla 5. Espectro de excitación aleatorio random. (PSD- densidad espectral de potencia de la señal).

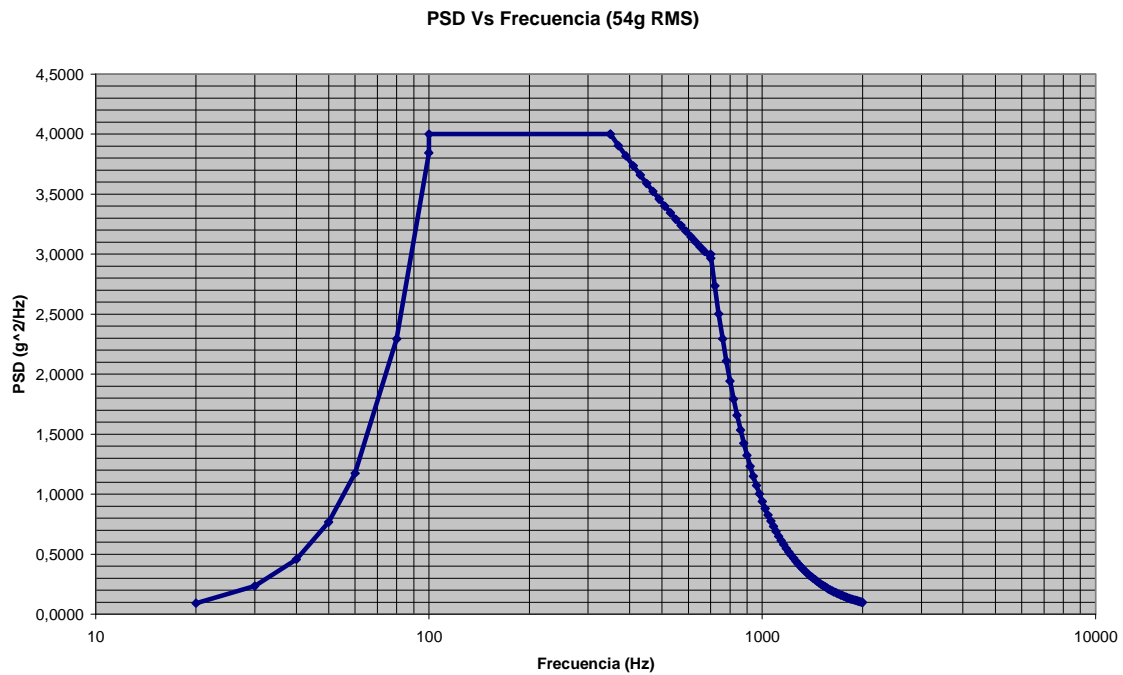


Gráfico 18. Función de densidad espectral de potencia para la excitación aleatoria (random).

5.4 Resultados.

A continuación se agrega una tabla con los resultados de las simulaciones por elementos finitos realizadas.

5.4.1 Modos propios.

En la siguiente tabla se pueden comprobar las frecuencias naturales de vibración de cada una de las probetas para los distintos espesores de núcleo.

CASO	SUBCASO	$t_{nucleo} (mm)$	$f_{fundamental} (Hz)$	$\alpha_{excitacion} (^{\circ})$	$M_{total} (Kg)$
1	A	30	34,01	20°	8,203
	B	40	41,58	20°	8,918
2	A	20	94,15	90°	7,888
	B	30	114,28	90°	8,203
	C	40	129,89	90°	8,918
3	A	20	25,25	90°	7,888
	B	30	34,01	90°	8,203
	C	40	41,58	90°	8,918

Tabla 6. Modos propios de vibración para las distintas probetas [2].

En principio, se observa que las frecuencias de vibración para las probetas de 30 y 40 mm de espesor corresponden al intervalo de mayor carga del ensayo senoidal.

5.4.2 Deformaciones.

En la siguiente tabla se puede observar un resumen de los cálculos obtenidos en los diferentes análisis preliminares:

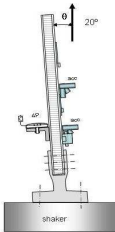
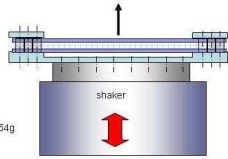
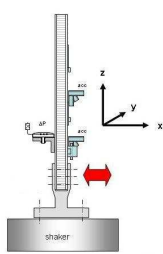
CASO	SUBCASO	ELEMENTO	Senoidal	Random	
			$\varepsilon_x \max(\mu\varepsilon)$ Parte Real	$\varepsilon_x RMS(\mu\varepsilon)$	$3\varepsilon_x(\mu\varepsilon)$
1 	A $t_{nucleo}=30\text{mm}$	553	908	75.3	225.9
		574	965	79.3	237.9
	B $t_{nucleo}=40\text{mm}$	553	944	79.6	238.8
		574	1000	82.8	248.4
2 	A $t_{nucleo}=20\text{mm}$	409	467	125.4	376.2
		418	599	144.6	433.8
		607	571	150.7	452.1
	B $t_{nucleo}=30\text{mm}$	409	139	107	321
		418	193	125.9	377.7
		607	170	129.9	389.7
	C $t_{nucleo}=40\text{mm}$	409	110	91.29	273.87
		418	143	108.6	325.8
		607	136	111.3	333.9
3 	A $t_{nucleo}=20\text{mm}$	553	N/D	149.5	448.5
		574		170.5	511.5
	B $t_{nucleo}=30\text{mm}$	553		172.7	518.1
		574		186.9	560.7
	C $t_{nucleo}=40\text{mm}$	553	2759	182.1	546.1
		574	2927	193.6	580.8

Tabla 7. Resultados del análisis preliminar ordenados por caso/subcaso y elemento [2].

5.5 Resumen.

Análisis senoidal

Como se puede observar en cualquiera de las configuraciones para el caso 1 se obtienen deformaciones superiores a las deseadas ($1000\mu\epsilon$) ya que, si bien la parte real de la deformación, que es la especificada en la tabla, es próxima a $1000\mu\epsilon$, el valor magnitud supera con seguridad la deformación requerida. La diferencia entre los espesores de 30 a 40 mm no es significativa.

En la configuración bi-empotrada es necesaria una disminución del espesor del núcleo hasta los 20mm para reducir la frecuencia fundamental del demostrador y que ésta coincida con el rango de máxima aceleración del espectro de amplitud de la excitación armónica (54 g's). De esta forma se obtienen deformaciones del orden de $600\mu\epsilon$ en los elementos más solicitados.

El resto de espesores en esta configuración tiene una frecuencia de resonancia mayor a 100 Hz, frecuencia para la cual el espectro de carga se ha reducido a 22,5g's y la deformación alcanzada es menor.

Análisis random

En el ensayo dinámico con espectro aleatorio sin embargo las deformaciones son menores para todos los casos, ya que como se puede observar el caso mono-apoyado tiene su frecuencia fundamental mucho menor que el rango de mayor PSD de la excitación ($4 \frac{g^2}{Hz}$ (100 \rightarrow 350Hz)). En el caso bi-apoyado se tiene una situación parecida, debida a la mayor rigidez de la configuración.

En el caso de excitación transversal random en el modelo mono-empotrado se pueden conseguir deformaciones de hasta $600\mu\epsilon$. Se puede apreciar una gran diferencia respecto al caso senoidal ya que la densidad espectral de potencia es muy baja para las frecuencias fundamentales de las configuraciones probadas.

CAPÍTULO 6.

FASE II. DISEÑO Y CÁLCULO.

6 FASE II. DISEÑO Y CÁLCULO.

En esta fase del trabajo se diseñan los útiles que se emplearán para los ensayos de vibración y se estudiará su viabilidad técnica para comprobar si es posible alcanzar los requisitos deseados.

Esta fase se divide en dos partes bien diferenciadas:

- Diseño de los útiles.
- Cálculo de los útiles.

6.1 *Diseño.*

La finalidad del diseño de nuestro demostrador consiste en alcanzar el más alto grado de deformación en la estructura que se pueda conseguir.

Dado los espectros de carga que se pueden consultar en el apartado 5.3. Espectros de carga, se observa que la máxima carga del sistema aparece a partir de los 35Hz en los que se alcanzan los 54g's de aceleración. Por ello, se diseña un demostrador cuya frecuencia de resonancia se acerque lo máximo posible a este valor, ya que superponiendo la frecuencia propia de un sistema, que supone una vibración libre sin pérdida de energía, con la máxima carga del espectro de vibración, se obtendrán las máximas tensiones y deformaciones en la estructura.

Dados los casos de carga que se quieren analizar, en un primer momento se optó por diseñar 3 utillajes distintos adaptados a cada uno de los ensayos. Para los 3 casos, el ensamblaje del panel de material composite se mantiene con la intención de poder emplear el mismo panel en todos los ensayos, de esta forma se facilita la fabricación del panel así como la manipulación del mismo durante el ensayo.

Todos los útiles se fabrican en Aluminio, ya que se considera que el material será suficientemente rígido como para no influir en el ensayo sin aportar un peso extra que reduzca la aceleración del sistema.

6.1.1 Especificaciones de útiles para ensayos de vibración.

Lo más importante para el diseño de útiles de ensayos de vibración es evitar que la frecuencia propia de resonancia produzca entradas no deseadas en el equipo bajo ensayo y dé lugar a que unidades correctas fallen.

La evaluación del útil hay que hacerla hasta una frecuencia suficientemente alta para estar seguros que las resonancias encontradas son las reales del útil, o utilizar filtros para eliminar las posibles distorsiones armónicas debidas al sistema de vibración.

El ensayo típico para este estudio es el ensayo senoidal de bajo nivel, ancho de banda de 5 a 2000 Hz, aceleración 0,5 g's y velocidad de barrido suficientemente lenta 1oct./min. También se puede realizar el estudio con señales Random de bajo nivel.

Dependiendo del tamaño y peso del útil a emplear se tienen unos criterios de diseño diferentes y concretamente para nuestros útiles se tendrán los siguientes criterios para grandes equipos de hasta 20ft³ de volumen y peso entre 50 y 500 lb [11]:

- Picos de transmisibilidad permitidos: Ninguno por debajo de 500 Hz. Entre 500 y 1000 Hz máximo 2 picos 6:1 por encima de 3dB en ancho de banda de 100 Hz. Entre 1000 y 2000 Hz máximo de 3 picos 8:1 sobre 3 dB en ancho de banda de 125 Hz.
- Movimientos ortogonales: Los movimientos Y, Z menores que el X hasta los 500 Hz. De 500 a 1000 Hz hasta los 2X. De 1000 a 2000 Hz hasta 2,5X.
- Variación permitida de la señal vibratoria entre los distintos puntos de sujeción: sin restricciones.

6.1.2 Casos de carga.

Caso A.

Configuración
Inclinado 20°

Ensayo seno
Ensayo random

Excitación
Eje Z

Carga
54g's

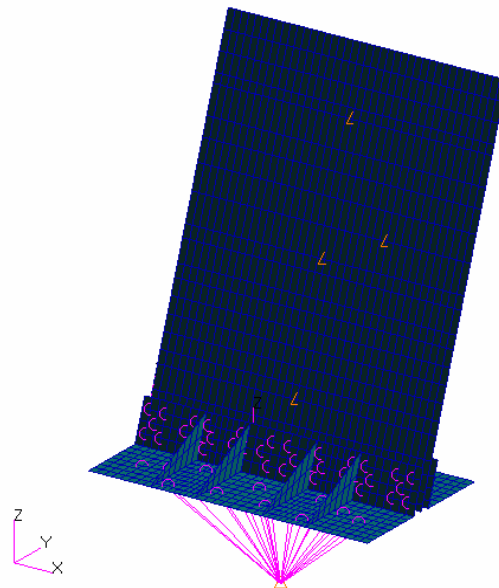


Ilustración 38. Caso A FEM.

Caso B.

Configuración
Recta

Ensayo Seno
Ensayo Random

Excitación
Eje Y

Carga
54g's

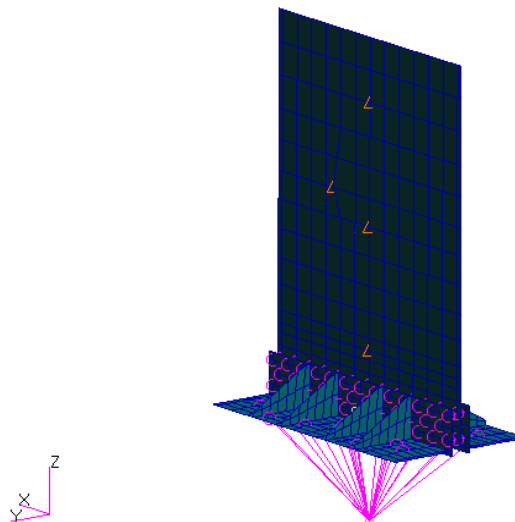
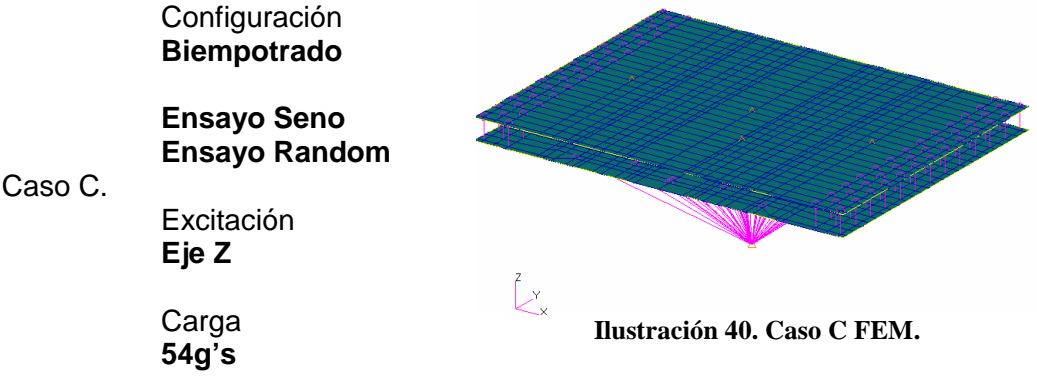


Ilustración 39. Caso B FEM.



6.1.3 Plantilla de taladros.

Todos los utillajes se taladran a los útiles de vibración y deben estar adaptados tanto para la plantilla de la expansora vibradora de insertos M12, como a la cabeza de vibrador de insertos M8.

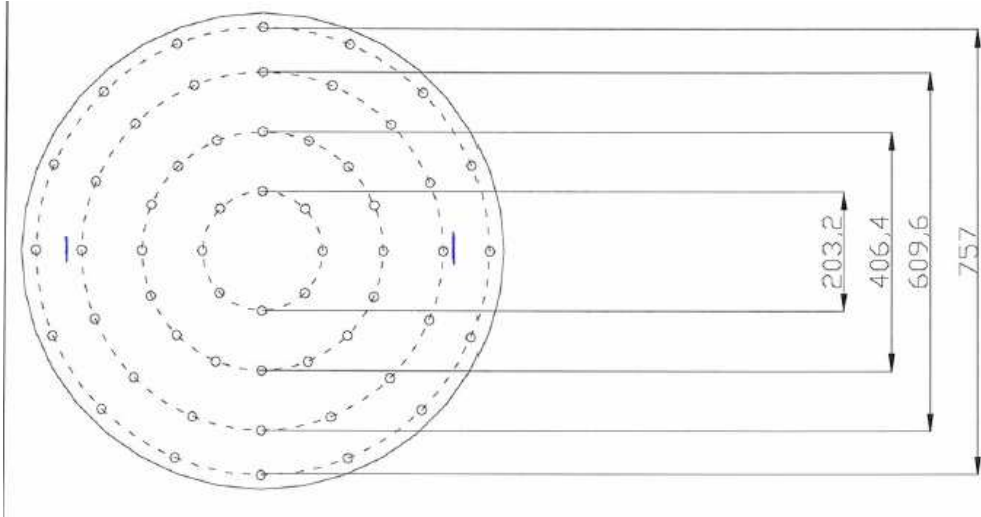


Ilustración 41. Plantilla con taladros M8 para el vibrador 1.

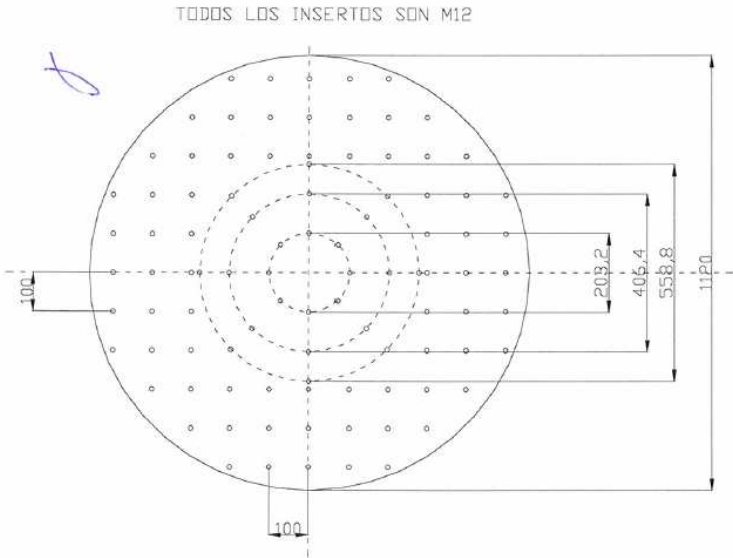


Ilustración 42. Plantilla con taladros M12 para el vibrador 2.

6.1.4 Panel a ensayar.

Para empezar, se escoge un espesor de núcleo de Rohacell de las probetas de 30mm ya que:

- Existe escasa diferencia entre los resultados de deformación de las probetas con 40mm de espesor calculados en las Fase I del proyecto.
- La fabricación de las probetas se vuelve más compleja según se aumenta el espesor de las probetas.

Se opta por transmitir la fuerza de la cabeza vibradora al panel a través de unos taladros que la unan con el utillaje. Los taladros se disponen en 3 filas a lo largo de unos 80 mm para construir un empotramiento suficientemente rígido.

Para evitar que el apriete que se dé con los tornillos dañe el panel se agregan unos casquillos cuya finalidad consiste en soportar el apriete, impedir el rozamiento entre utillaje y panel y evitar que los tornillos puedan dañar el núcleo del panel durante el ensayo. Estos casquillos se fabricarán en Aluminio e irán ensamblados con adhesivo. Tienen margen suficiente para poder ser montados en el panel pese a las variaciones que pueda haber en el espesor del material debido al proceso de fabricación.

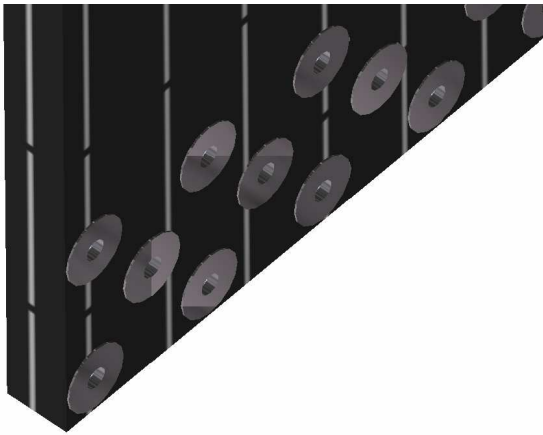


Ilustración 43. Colocación de los casquillos en el panel.

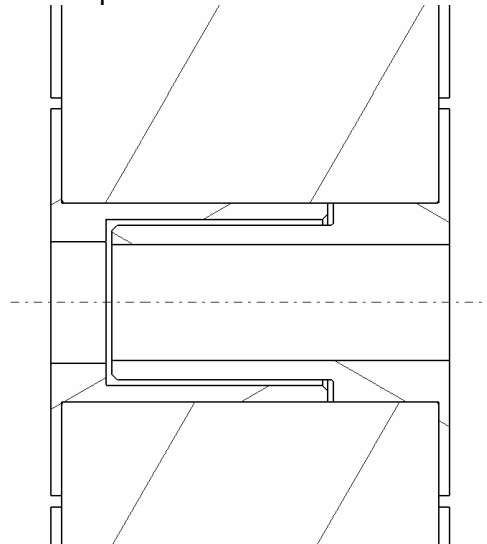


Ilustración 44. Detalles de los casquillos.

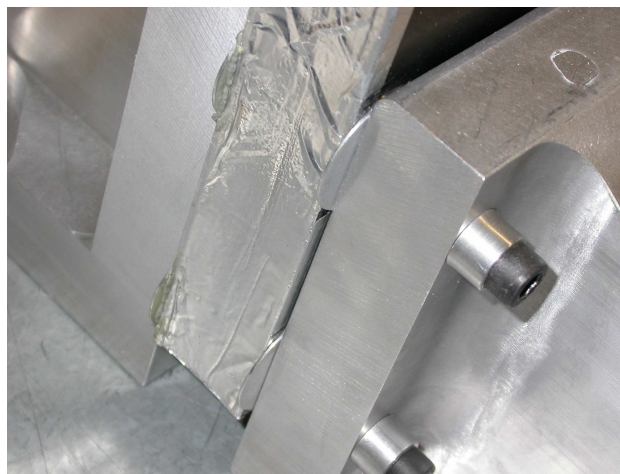


Ilustración 45. Detalle de la fijación.

6.1.5 Caso A. Utillaje para ensayo en voladizo inclinado.

Utillaje compuesto por 2 escuadras inclinadas a 20° con respecto a la vertical para el estudio del caso de excitación inclinada a 20° con respecto al eje vertical. Una de las escuadras tiene taladros pasantes y la siguiente tiene insertos roscados para realizar el ajuste.

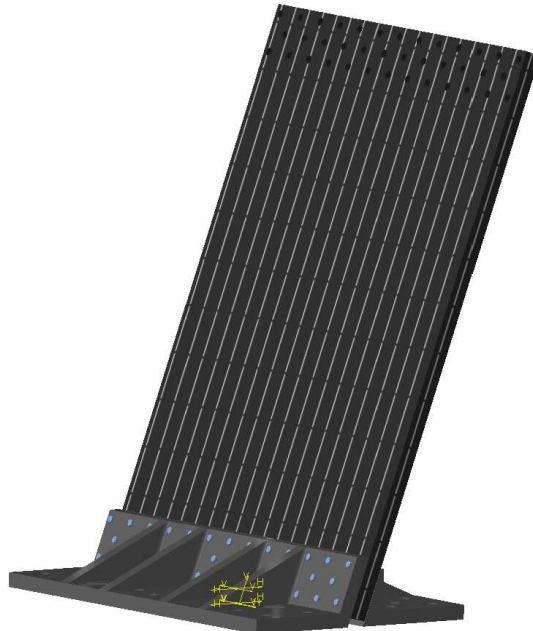


Ilustración 46. Utillaje inclinado. Caso A.

6.1.6 Caso B. Utillaje para ensayo en voladizo recto.

Utillaje compuesto por 2 escuadras rectas para el estudio del caso de excitación en el eje X. Ambas escuadras son idénticas a excepción de los taladros de unión al panel, ya que para una escuadra son pasante y en la siguiente tienen insertos roscados para realizar el ajuste.

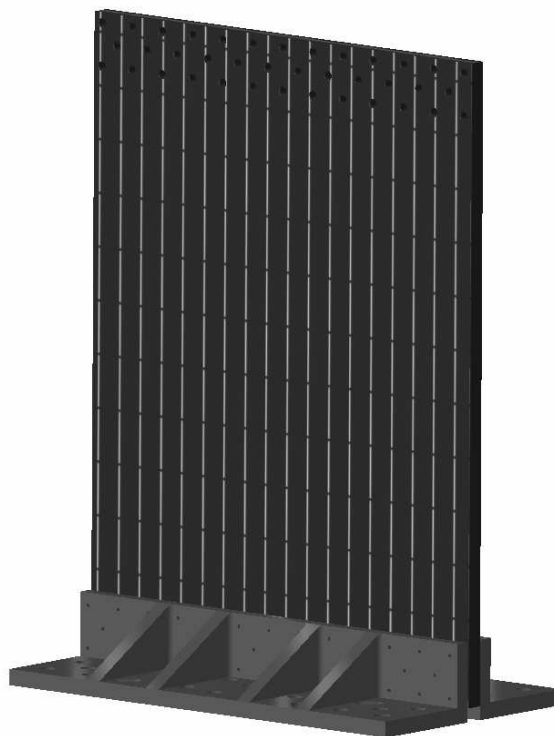


Ilustración 47. Utillaje recto. Caso B.

6.1.7 Caso C. Utillaje biempotrado.

En principio se diseña este utillaje para ensayar el panel biempotrado. Se compone de una placa a la que se atornilla el panel y 2 mordazas para conseguir una uniforme distribución de esfuerzos. El panel se pretende ensayar con excitación en el eje Z (perpendicular al panel).

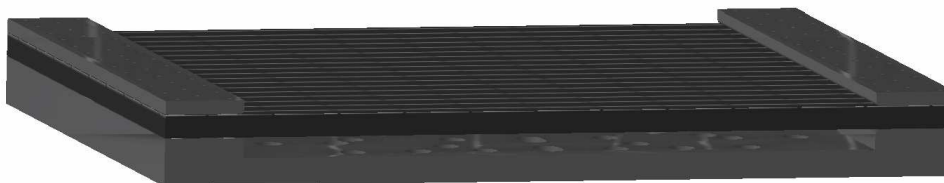


Ilustración 48. Montaje biempotrado.

A la misma vez, se pretende repetir en esta posición de ensayo, el obtenido con el utillaje de escuadras rectas, ya que esta configuración permite ensayarse en la mesa vibradora que proporciona una aceleración mayor al sistema.

Por ello, es necesario incluir un suplemento al montaje para elevar la altura relativa del panel respecto del utillaje para impedir durante el ensayo que el panel golpee la chapa de aluminio. Será necesario colocar unos contrapesos en el extremo opuesto para mantener el centro de gravedad en el centro del útil vibrador y así poder aplicar la mayor aceleración posible.

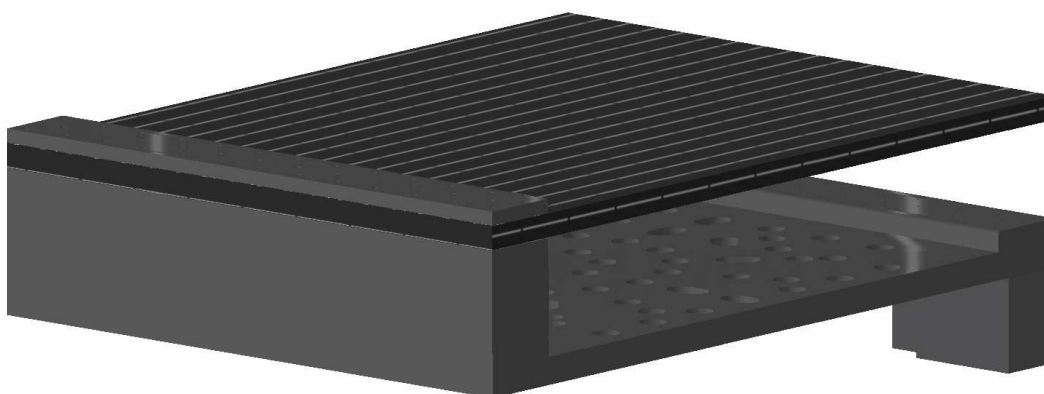


Ilustración 49. Montaje uniempotrado.

Finalmente, se descarta la realización de este utillaje, sin embargo, se deja indicado el procedimiento a seguir en caso de querer ensayarlo de esta manera para posteriores investigaciones.

6.2 Análisis por el método de elementos finitos.

El utillaje ha sido calculado mediante el método de elementos finitos por el programa MSC/Patran/Nastran. Se opta por definir tanto el utillaje como el panel a ensayar como elementos placa pese a que el espesor de los componentes modelizados ronda los 40 mm. Esto hace que el solver no tenga en cuenta los esfuerzos cortantes que aparecen en el material, sin embargo, se considera suficiente para alcanzar unos valores aproximados.

A diferencia del estudio preliminar, en este análisis se añade el utillaje, por lo que los puntos de unión del panel no están rígidamente empotrados, sino que dependen de la flexibilidad y de los movimientos del utillaje, lo que conlleva un aumento de los desplazamientos de la placa, y una disminución del momento flector que se observa en la base del panel dadas las características del empotramiento que se ha visto en el apartado de diseño.

Los desplazamientos se calcularon para toda la estructura, sin embargo, las deformaciones se calcularon tan solo en aquellos elementos que representan un mayor momento flector que son aquellos más próximos al utillaje.

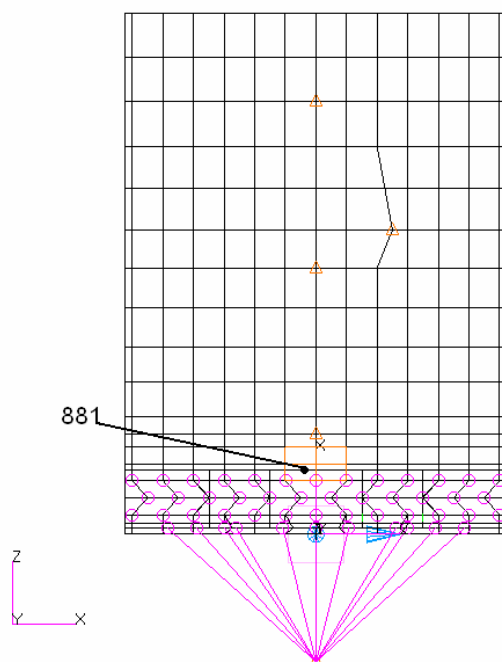


Ilustración 50. Elementos para los que se ha calculado la deformación. Caso A y B.

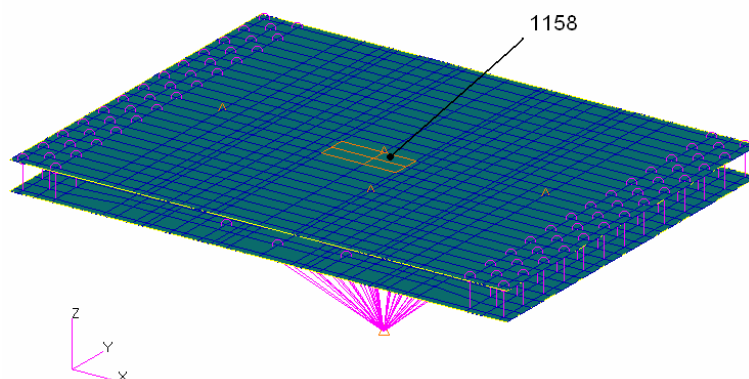


Ilustración 51. Elementos para lo que se ha calculado la deformación. Caso C-1 y C-2.

6.2.1 Método de la masa gorda.

El método empleado para realizar el análisis dinámico es el de la masa gorda. Se crea una masa suficientemente grande como para no influir en el cálculo dinámico (unas 1000 veces superior a la masa de la estructura) y se sitúa en un nodo independiente a una cierta distancia del modelo. Se le aplica una fuerza y combinada con el espectro da lugar a las aceleraciones requeridas para el análisis.

Esta masa se une mediante elementos rígidos (RB2) y se restringe en todas sus direcciones y giros para transmitir una aceleración forzada al modelo. Para entender más detalles del método se puede consultar el punto 4.2.4.

El espectro que se aplicó a todos los herrajes para el estudio de su respuesta en frecuencia es idéntico al empleado en el estudio preliminar para poder comparar los resultados 5.3.

6.2.2 Simulación FEM.

Panel

Se realiza un solo elemento placa QUAD4 de dimensiones 1200x900mm de material compuesto formando un panel tipo sándwich de las siguientes características:

Material	Espesor
Skin	2mm
ROHACELL W51 Foam core	29.4mm
Skin	2mm

Tabla 8. Panel tipo sandwich.

Pese a que inicialmente se había propuesto el espesor del núcleo de 30mm, en los procesos de fabricación la espuma tiende a contraerse, y por lo tanto, se toma el anterior valor para la realización del cálculo.

Cada una de las pieles presenta el siguiente apilado:

Material	Espesor	Orientación
IM7/MTM45-1	0.125mm	45°
IM7/MTM45-1	0.125mm	90°
IM7/MTM45-1	0.125mm	-45°
IM7/MTM45-1	0.125mm	0°
IM7/MTM45-1	0.125mm	0°
IM7/MTM45-1	0.125mm	-45°
IM7/MTM45-1	0.125mm	90°
IM7/MTM45-1	0.125mm	45°
IM7/MTM45-1	0.125mm	45°
IM7/MTM45-1	0.125mm	90°
IM7/MTM45-1	0.125mm	-45°
IM7/MTM45-1	0.125mm	0°
IM7/MTM45-1	0.125mm	0°
IM7/MTM45-1	0.125mm	-45°
IM7/MTM45-1	0.125mm	90°
IM7/MTM45-1	0.125mm	45°

Tabla 9. Secuencia de apilado de la piel.

El mallado se distribuye uniformemente por todo el panel a excepción de la sección de empotramiento donde la malla ha sido forzada para que sus nodos se encuentren en el lugar de los taladros reales donde se transmitirán los esfuerzos del utillaje al panel.

Utillaje

El utillaje se modeliza en 2 partes dependiendo de la zona de la siguiente manera:

Zona	Elementos	Espesor	Material
Placa	Quad 4	40mm	Aluminio
Nervios	Quad 4 y Tria 3	40mm	Aluminio

Tabla 10. Tipos de elementos en los utillajes.

La malla del utillaje también ha sido forzada para que sus nodos se encuentren posicionados en el lugar de los taladros donde se transmitirán los esfuerzos de la cabeza vibradora al utillaje.

Uniones

La cabeza vibradora se simula con un nodo independiente situado a una distancia considerable por debajo del utillaje y en los ejes de simetría del modelo. Este nodo independiente se une mediante un elemento rígido RBE2 a sus respectivos nodos dependientes que pertenecen a las posiciones de los taladros en el utillaje y se restringen todos sus grados de libertad.

La situación del nodo independiente es la adecuada para evitar la influencia del nodo en el cálculo, y se ha seleccionado una RBE2 completamente rígida para transmitir totalmente las aceleraciones sufridas por el nodo independiente.

Las uniones del panel sándwich con el utillaje se simulan también mediante RBE2 (una por cada tornillo a incluir) y también se restringen todos sus grados de libertad. El nodo independiente de cada MPC corresponderá al taladro con inserto, que será el que realmente transmita los esfuerzos, y como nodo dependiente se le agregará el correspondiente al panel y a la escuadra opuesta.

De esta forma obtenemos un panel tipo sándwich conectado indirectamente a la cabeza vibradora, tal y como sería en la realidad.

Sensores

Junto con todo lo anteriormente comentado, se agregan a la geometría los sensores que se emplearán en el ensayo mediante elementos de 0 dimensiones según el siguiente esquema:

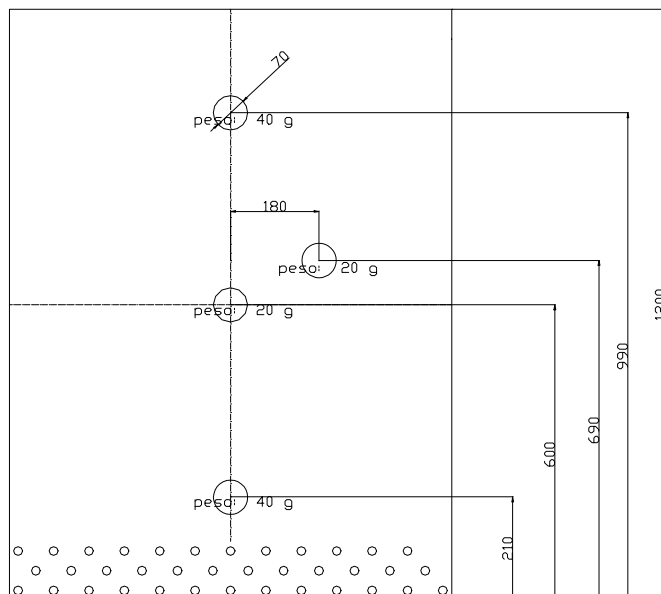


Ilustración 52. Esquema de colocación de los sensores.



Ilustración 53. Colocación real de los sensores.

Demonstrator: Sensor details

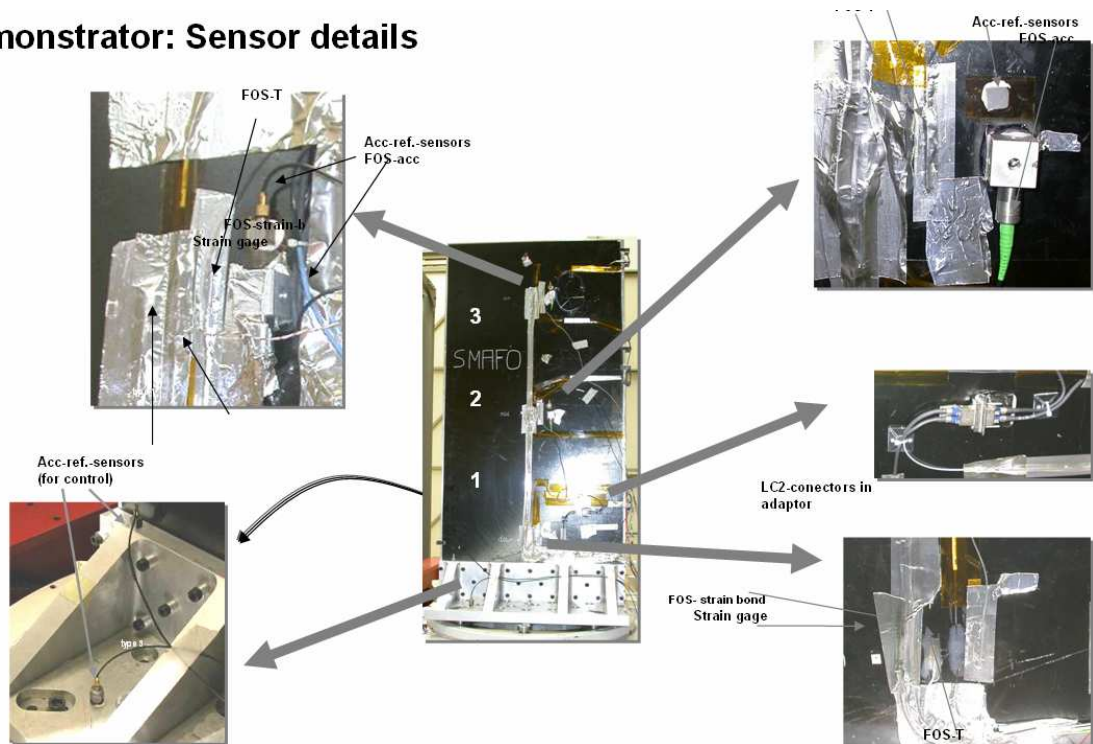


Ilustración 54. Esquema de colocación de los sensores.

6.3 Modelos de elementos finitos.

6.3.1 Caso A. Modelo inclinado.

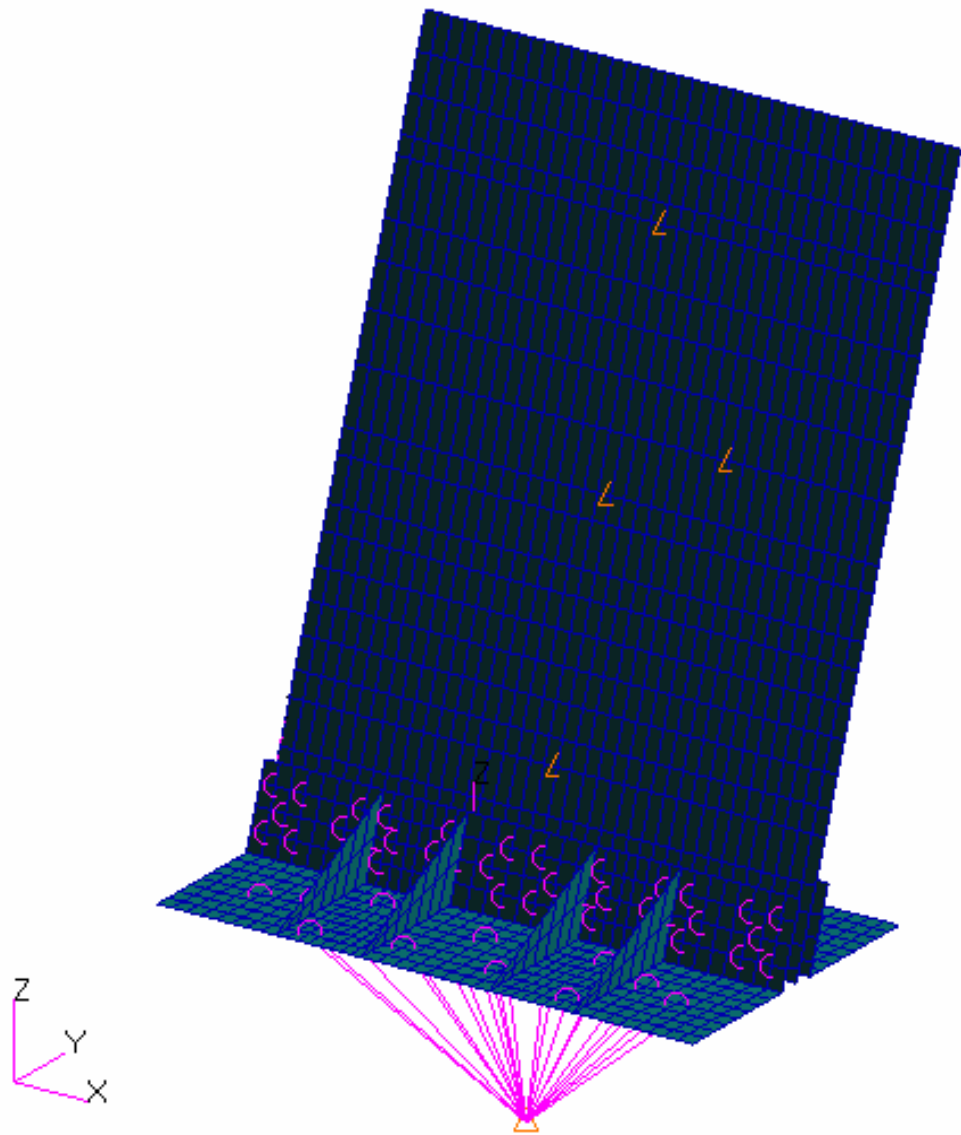


Ilustración 55. Modelo FEM inclinado. Caso A.

DESCRIPCIÓN	
Número de nodos	2122
Número de elementos	1980
MPCs totales	39

Tabla 11. Características del modelo. Caso A.

6.3.2 Caso B. Modelo recto.

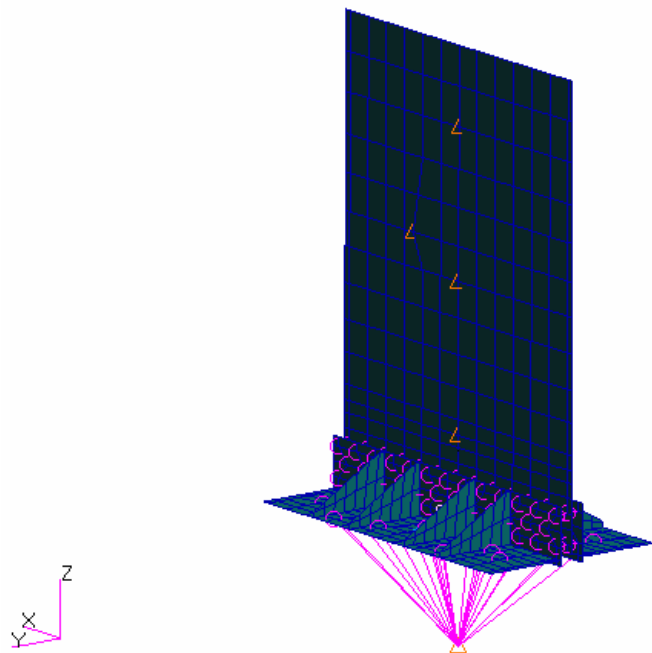


Ilustración 56. Modelo FEM recto. Caso B.

DESCRIPCIÓN	
Número de nodos	837
Número de elementos	748
MPCs totales	39

Tabla 12. Características del modelo. Caso B.

6.3.3 Caso C. Modelo biempotrado.

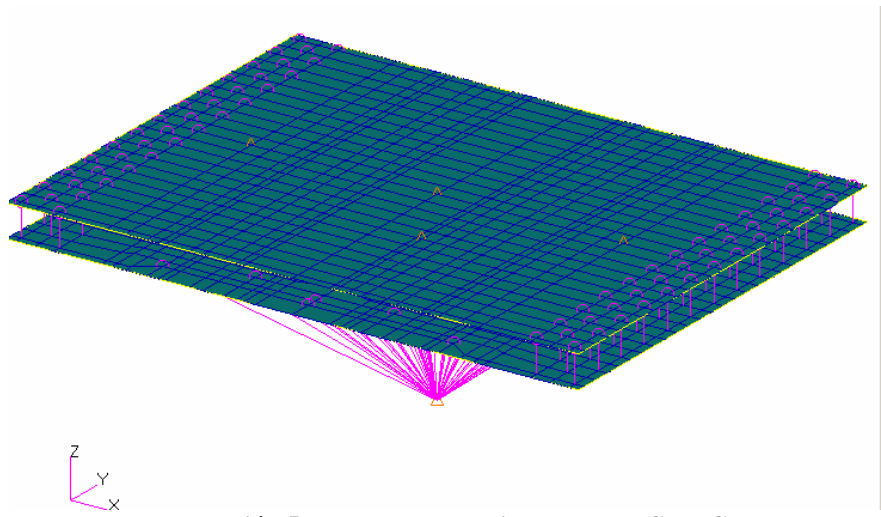


Ilustración 57. Modelo FEM biempotrado. Caso C.

DESCRIPCION	
Número de nodos	1702
Número de elementos	1592
MPCs totales	77

Tabla 13. Características del modelo. Caso C.

6.4 Resultados.

6.4.1 Caso A. Modelo inclinado.

Frecuencias propias del utillaje.

Se tendrán problemas durante el ensayo al pasar por estas frecuencias ya que los desplazamientos y las tensiones que soportará el panel serán provocados por el utillaje.

Frecuencia utillaje (Hz)
1195,1
1296
1416,8
1434,3
1440,3
1546,8
1612,9
1872,5
2296,1
2429

Tabla 14. Modos propios del utillaje inclinado. Caso A.

Se observa que las frecuencias obtenidas son suficientemente altas como para no influenciar el ensayo. También se debe tener en cuenta que a partir de 1000 Hz se presentarán las frecuencias de vibración propia de las cabezas vibradoras.

Vistos los anteriores criterios mencionados en el apartado 6.1.1, se obtienen las siguientes conclusiones:

- Picos de transmisibilidad: Por debajo de 500Hz no se observan modos naturales de vibración. Tampoco en el intervalo de 500 a 1000 Hz. En el intervalo de 1000 a 2000 Hz que aprecian 8 modos propios de vibración, pero dada la alta frecuencia a la que se encuentran no superan el factor 8:1 en ninguno de los casos.
- Movimientos ortogonales: Dado que estos útiles se diseñan para vibrar en una sola dirección, no es necesario realizar esta comprobación.

Frecuencias propias del panel.

Frecuencia panel (Hz)
32,369
72,154
136,16
200,38
257,81
286.85
328,34
330,57
372,57

Tabla 15. Modos propios del panel. Caso A.

Comparando el valor de la primera frecuencia propia obtenida en el estudio preliminar $f = 34.01Hz$, se da como valor aceptable. En nuestro caso el panel se muestra menos rígido ya que el empotramiento creado con el útil no es perfectamente rígido como se había previsto en el análisis preliminar.

Es importante apreciar que todas las frecuencias son mucho más bajas que las del utillaje, con lo que podemos afirmar que el utillaje no interfiere en el ensayo.

Deformaciones

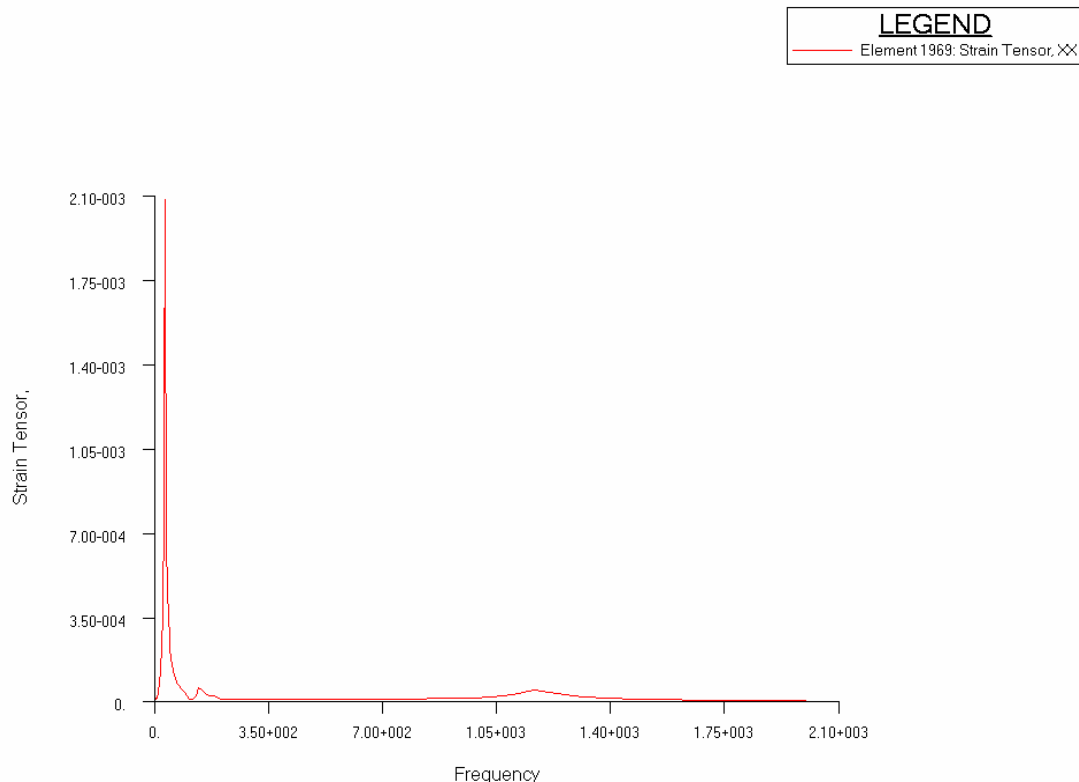


Gráfico 19. Deformación VS frecuencia. Respuesta en frecuencia. Componente XX. Valor Magnitud. Caso A.

Como en el análisis preliminar, se puede observar que las mayores tensiones se dan para la primera frecuencia de resonancia dado que es la más baja. También puede apreciarse un segundo máximo, que genera unos esfuerzos diez veces menores que en el anterior pico. El máximo valor de la deformación corresponde a:

	Resultado
Deformación XX	2082 $\mu\epsilon$

Tabla 16. Deformación máxima. Respuesta en frecuencia. Caso A.

Este análisis se puede comparar con la respuesta RMS obtenida en los análisis preliminares.

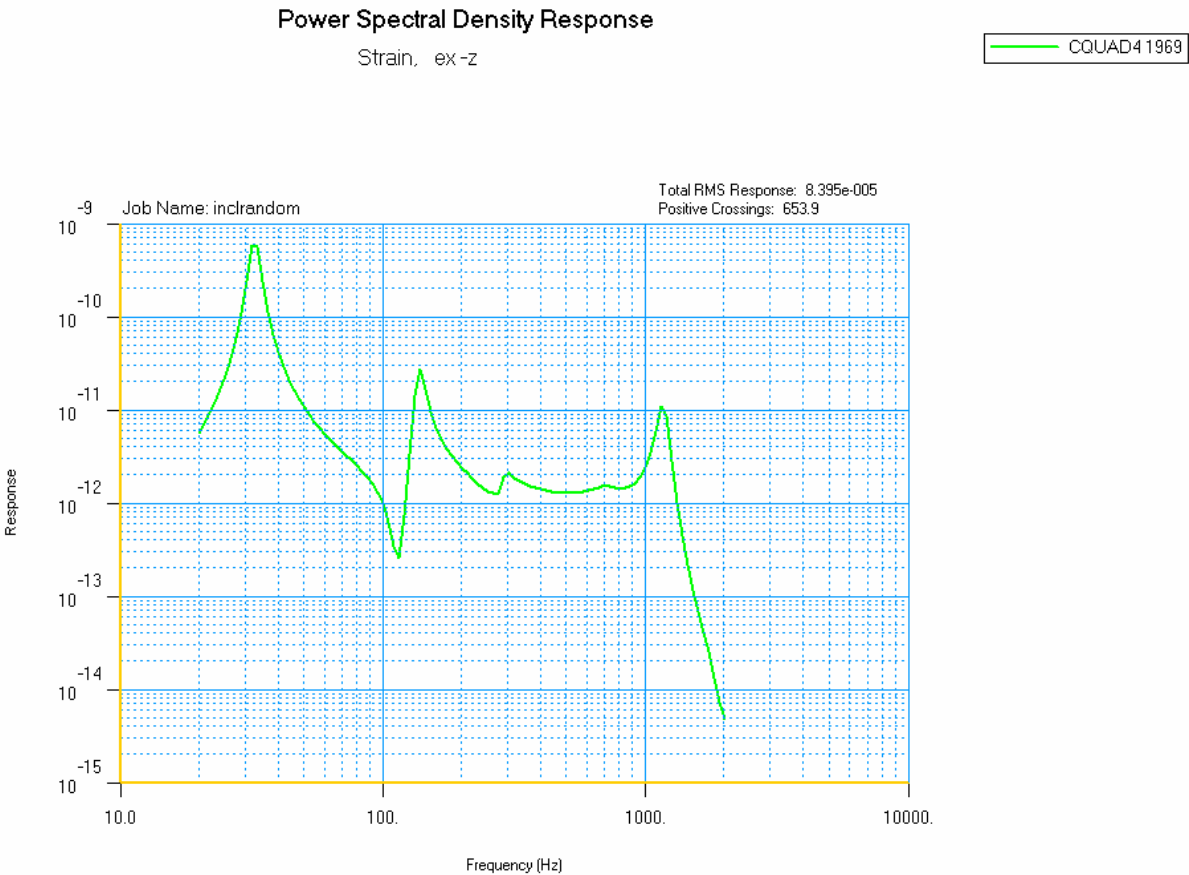


Gráfico 20. PSD. Análisis Random. Caso A.

	Análisis nuevo	Análisis previo
Valor RMS	83.95 $\mu\epsilon$	79.3 $\mu\epsilon$
Valor 3 σ	251.85 $\mu\epsilon$	237.9 $\mu\epsilon$

Tabla 17. Valor RMS. Comparación de la deformación teórica máxima. Caso A.

Este análisis se muestra muy similar al realizado en el estudio preliminar. La pequeña variación en la magnitud es debida a la naturaleza del empotramiento que se crea con el utillaje, ya que en el anterior estudio se analizó como un empotramiento perfecto.

Otra diferencia entre ambos modelos se observa en torno a los 1200Hz. Consiste en otro máximo relativo de deformación producido a causa del utillaje, y que por lo tanto, no existe en el modelo previo ideal. Su magnitud es demasiado baja como para ser significativa.

6.4.2 Caso B. Modelo recto.

Los resultados son similares al caso A dado que el panel tiene las mismas características.

Frecuencias propias del panel.

Frecuencia panel (Hz)
33.72
72.633
138,27
200.7
255.04
288.99
325.99
326.7
389.49

Tabla 18. Modos propios del panel. Caso B.

Comparando el valor de la primera frecuencia propia obtenida en el estudio preliminar $f = 34.01Hz$, se da como valor aceptable. En nuestro caso el panel se muestra menos rígido ya que el empotramiento creado con el útil no es perfectamente rígido como se había previsto en el análisis preliminar.

Deformaciones

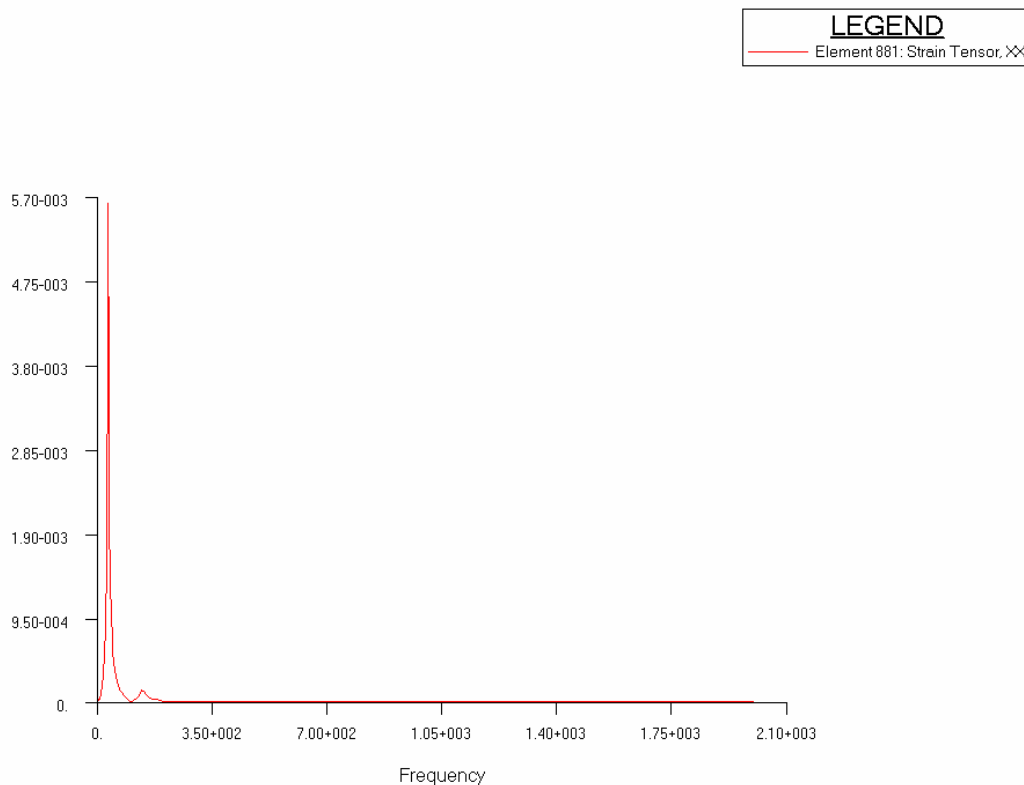


Gráfico 21. Deformación VS frecuencia. Respuesta en frecuencia. Componente XX. Valor Magnitud. Caso B.

En este ensayo las deformaciones presentan una mayor magnitud ya que la dirección de aplicación de la carga se encuentra perpendicular a la menor sección resistente del panel. El máximo valor de la deformación corresponde a:

	Resultado
Deformación XX	5629 $\mu\epsilon$

Tabla 19. Deformación máxima. Respuesta en frecuencia. Caso B.

Este análisis se puede comparar con la respuesta RMS obtenida en los análisis preliminares.

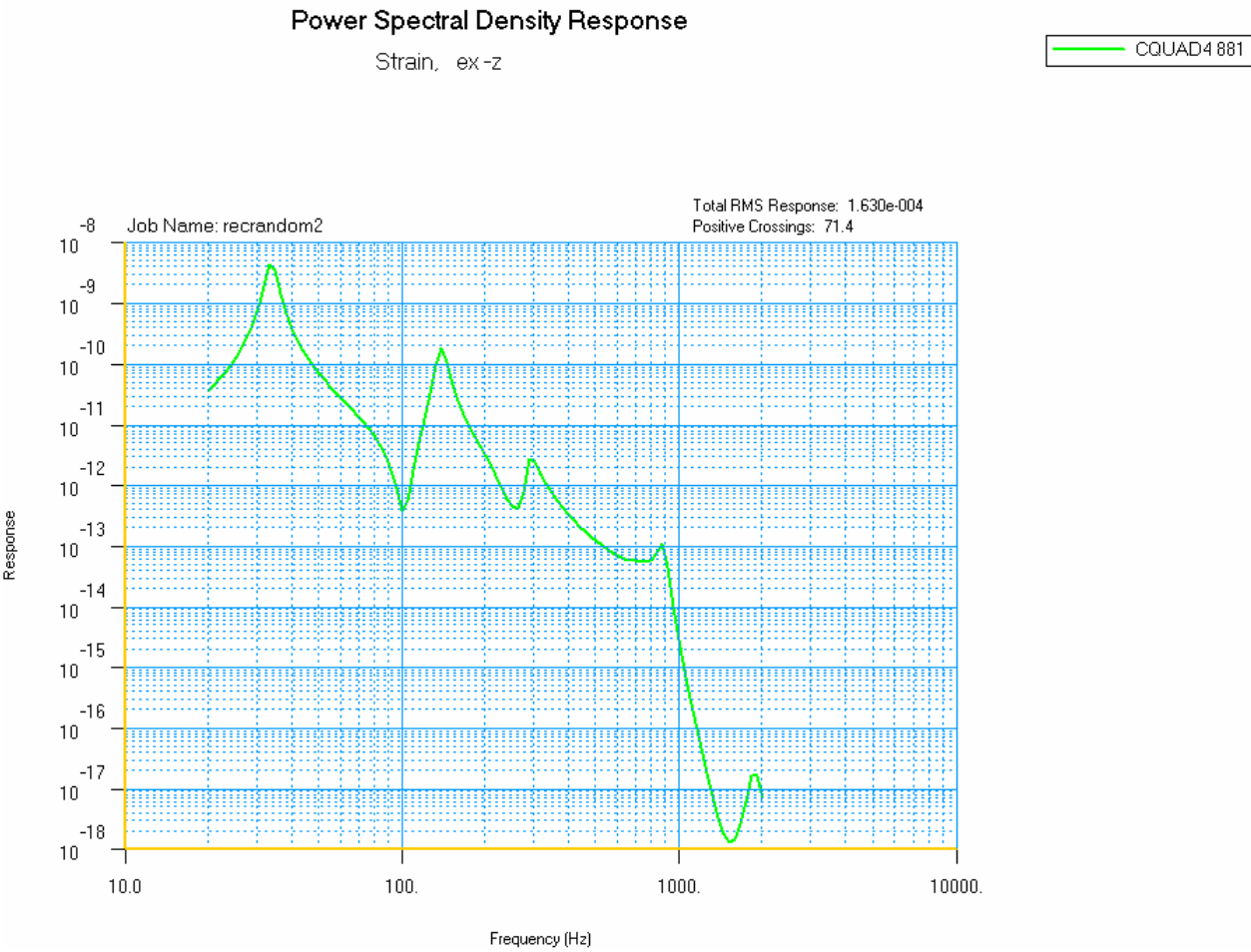


Gráfico 22. PSD. Análisis Random. Caso B.

	Análisis nuevo	Análisis previo
Valor RMS	163 $\mu\epsilon$	172.7 $\mu\epsilon$
Valor 3 σ	489 $\mu\epsilon$	518.1 $\mu\epsilon$

Tabla 20. Valor RMS. Comparación de la deformación teórica máxima. Caso B.

Al igual que en el anterior caso, se puede razonar que el cálculo preliminar se acercaba bastante a los datos obtenidos en esta segunda simulación.

6.4.3 Caso C. Modelo biempotrado.

Este utillaje, en principio, presenta muchos más problemas que los anteriores. Las plantillas a las que se ha de taladrar el útil son mucho más pequeñas que la chapa central del utillaje, lo que da lugar a una menor rigidez que en los anteriores casos, y por lo tanto, el utillaje presenta unas frecuencias propias de vibración menores y unas deformaciones mucho mayores.

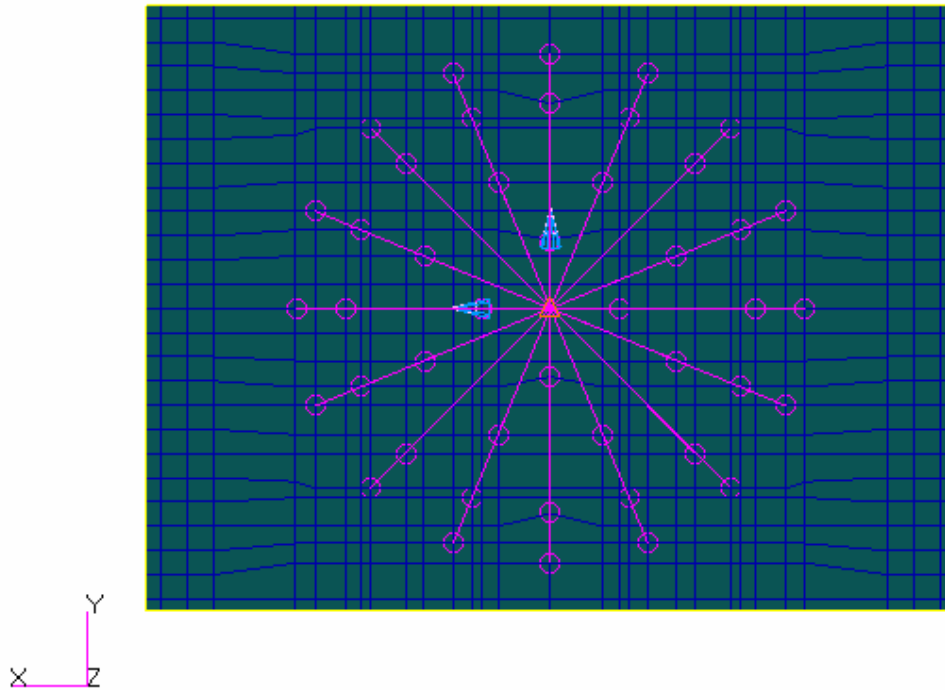


Ilustración 58. Plantilla M8 para el vibrador 1. Caso C-1.

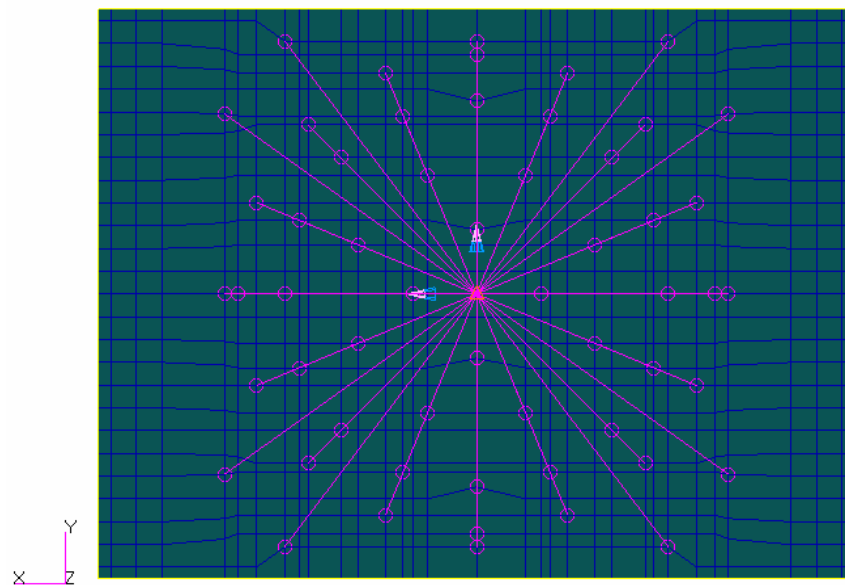


Ilustración 59. Plantilla M12 para el vibrador 2. Caso C-2.

Será necesario retirar estas frecuencias del espectro a ensayar ya que los desplazamientos y las tensiones que soportará el panel en estas frecuencias serán provocados por el utillaje.

6.4.3.1 Caso C-1.

Frecuencias propias del utillaje.

Se tendrán problemas durante el ensayo al pasar por estas frecuencias ya que los desplazamientos y las tensiones que soportará el panel serán provocados por el utillaje.

Frecuencia utillaje (Hz)
252,89
260,29
265,48
320,41
649,8
650,16
1088,55
1096,7
1294
1295,6

Tabla 21. Modos propios del utillaje biempotrado. Caso C-1.

Frecuencias propias del panel.

Frecuencia panel (Hz)
131.13
161,19
259,85
289,97
296,54
298,48
340,95
353,3
372,25

Tabla 22. Modos propios del panel. Caso C-1.

Las frecuencias que se han marcado en negrita pertenecen al utillaje, no al panel, y son muy próximas a la menor frecuencia de resonancia del panel. De momento se considera posible que el útil interfiera en el ensayo.

Otro dato interesante a añadir es la pequeña diferencia que existe entre la primera frecuencia propia del panel y la calculada anteriormente en el estudio previo (114.28Hz). Pero esta diferencia tan solo es debida a que se ha cambiado la longitud libre del panel, que antes se calculó como 1100mm y ahora ha pasado a 1000mm ya que se ha optado por un diseño simétrico de los útiles. Se puede razonar, que al ser menor la longitud libre, el panel es más rígido y por lo tanto, su frecuencia de resonancia es mayor.

Deformaciones

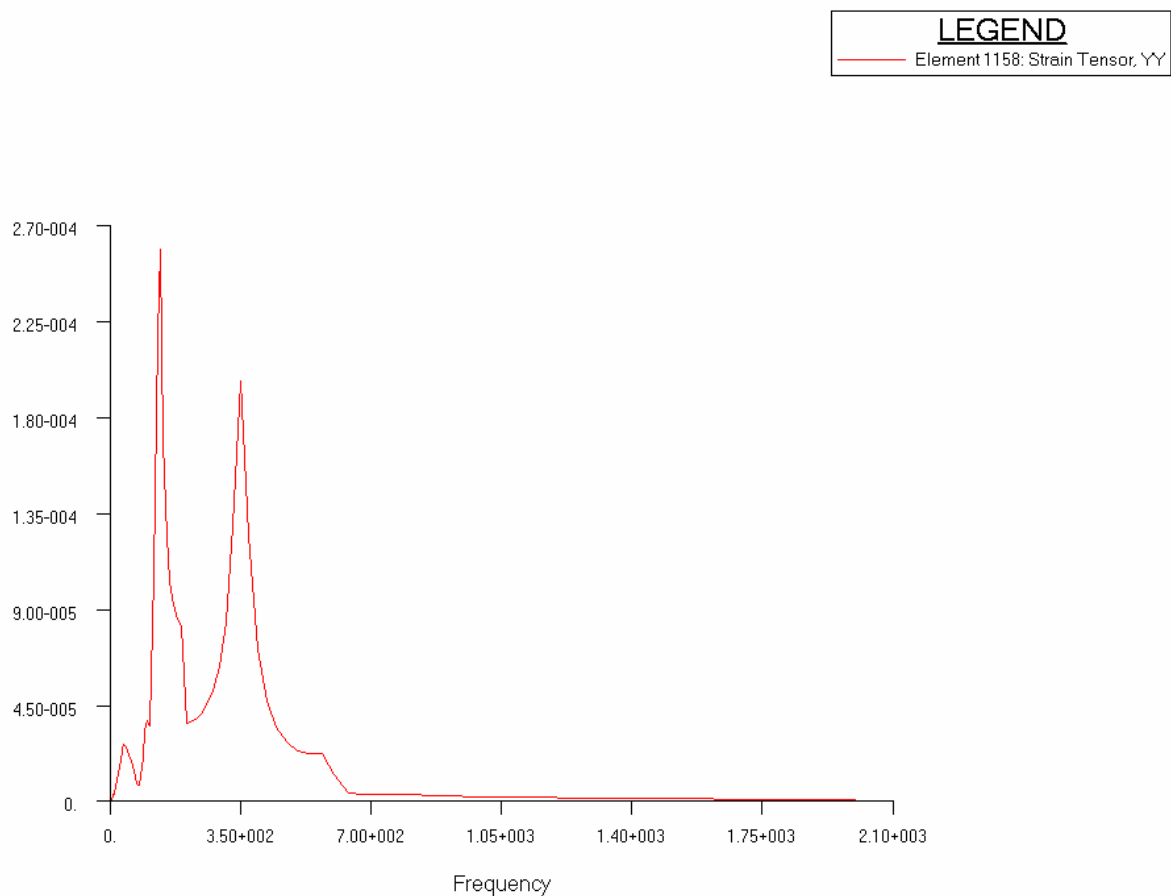


Gráfico 23. Deformación VS frecuencia. Respuesta en frecuencia. Componente XX. Valor Magnitud. Caso C-1.

Los resultados para la primera frecuencia de resonancia son:

	Resultado
Deformación XX	259 $\mu\epsilon$

Tabla 23. Deformación máxima. Respuesta en frecuencia. Caso C-1.

Sin embargo, aparece un segundo pico de deformación mucho más ancho que es ocasionado por el utillaje, que afecta a un gran número de frecuencias y por lo tanto, influye demasiado en el ensayo y tiene una gran magnitud. Se considera que no es muy recomendable usar este utillaje en esta combinación.

Este análisis se puede comparar con la respuesta RMS obtenida en los análisis preliminares.

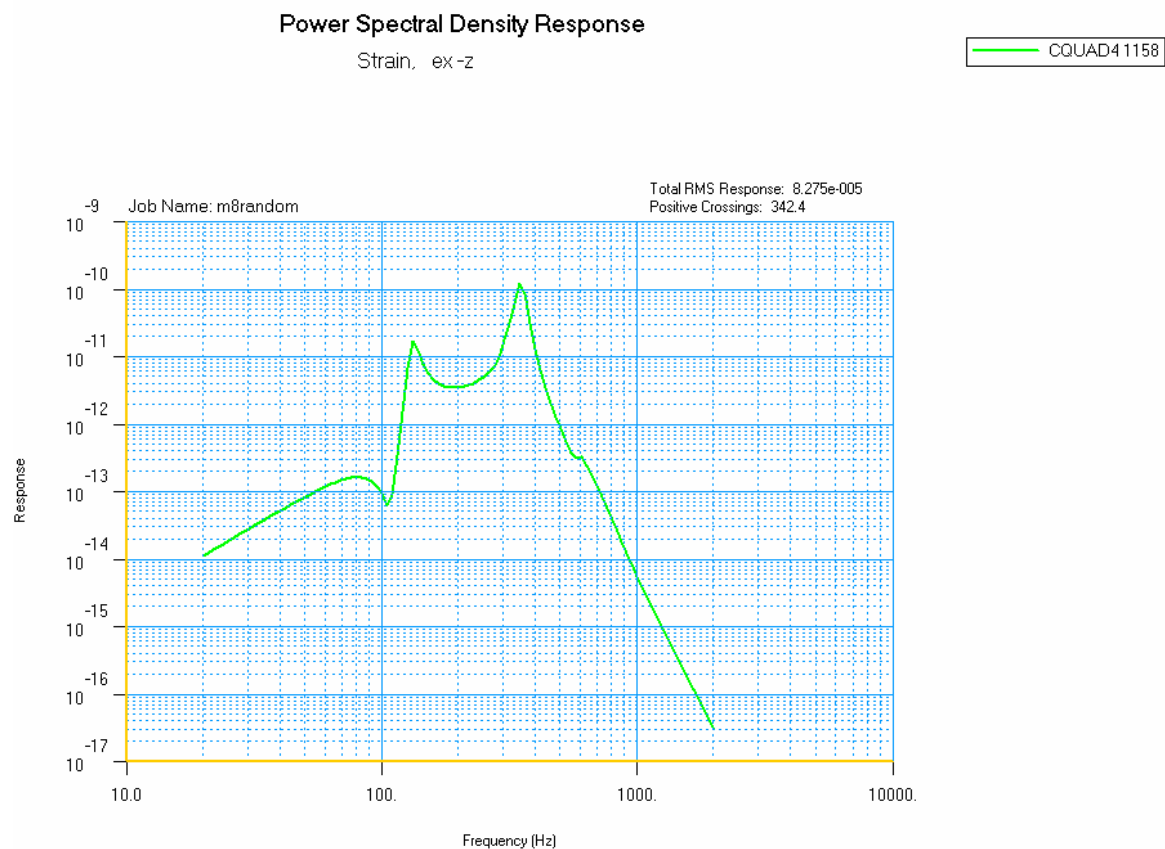


Gráfico 24. PSD. Análisis Random. Caso C-1.

	Análisis nuevo	Análisis previo
Valor RMS	82.75 $\mu\epsilon$	129.9 $\mu\epsilon$
Valor 3 σ	248.25 $\mu\epsilon$	389.7 $\mu\epsilon$

Tabla 24. Valor RMS. Comparación de la deformación teórica máxima. Caso C-1.

Las tensiones producidas en el nuevo modelo son menores dado que el sistema presenta una mayor rigidez al tener una menor longitud libre entre empotramientos.

6.4.3.2 Caso C-2.

Frecuencias propias del utillaje.

Frecuencia utillaje (Hz)
448,75
471,24
486,14
582,95
899,93
900,01
1484,1
1484,5
2241,1
2308,4

Tabla 25. Modos propios del utillaje biempotrado. Caso C-2.

Frecuencias propias del panel.

Frecuencia panel (Hz)
131.22
162,22
263,76
298,64
300,82
394.23
409,72
432,29
442,85

Tabla 26. Modos propios del panel. Caso C-2.

La frecuencia que se ha marcado en negrita, es propia del utillaje. Se aprecia fácilmente que el utillaje en esta configuración afectará menos al ensayo y por lo tanto es mucho más recomendable usarlo que el anterior dado que al tener un mayor número de taladros tiene un comportamiento más rígido que el modelo C-1.

Puede apreciarse también como la frecuencia de resonancia del panel es similar a la anteriormente calculada para la configuración C-1.

Deformaciones

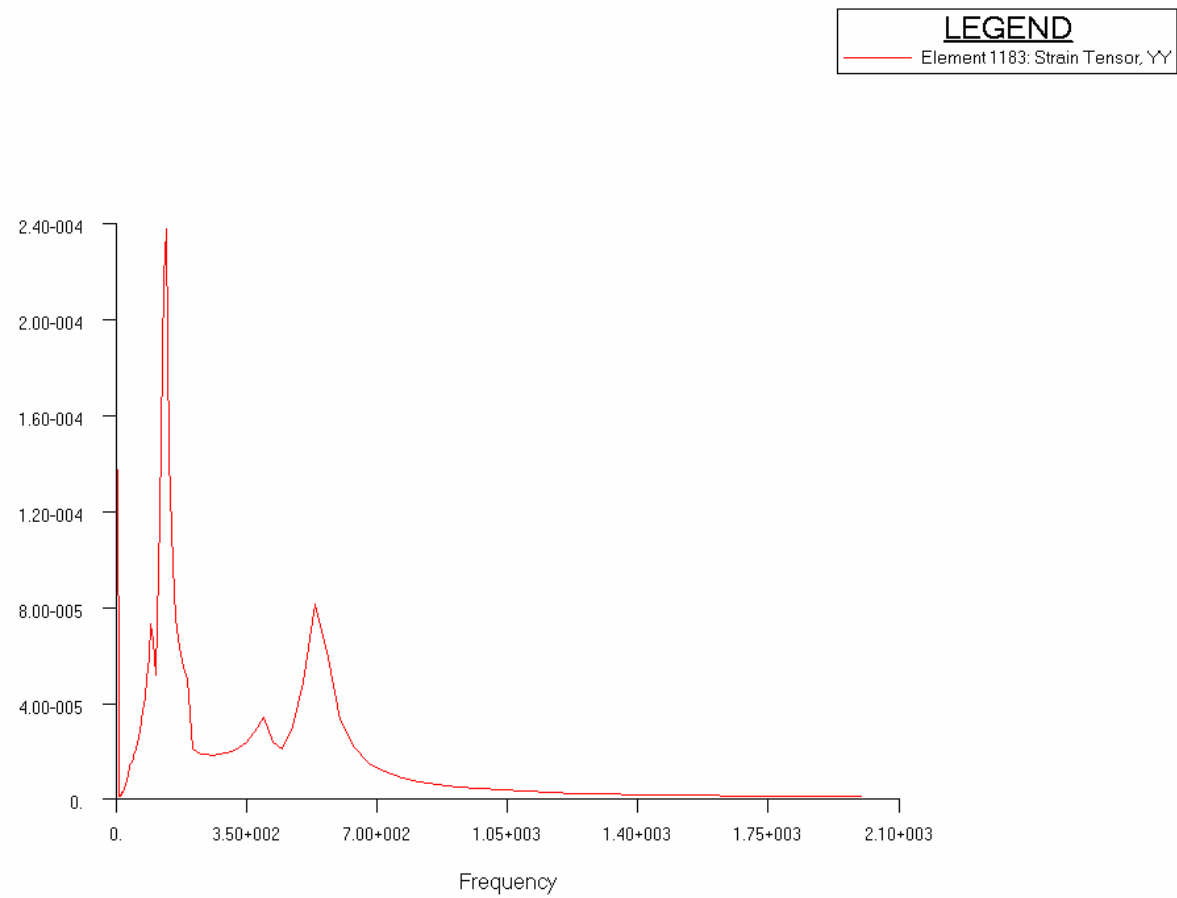


Gráfico 25. Deformación VS frecuencia. Respuesta en frecuencia. Componente XX. Valor Magnitud. Caso C-2.

Los resultados para la primera frecuencia de resonancia son:

	Resultado
Deformación XX	237 $\mu\epsilon$

Tabla 27. Deformación máxima. Respuesta en frecuencia. Caso C-2.

Las deformaciones son algo menores en este caso debido a la mayor rigidez del conjunto, y también aparece un segundo pico de esfuerzos, pero en este caso, aparece mucho más amortiguado que el anterior y más retrasado dado que el herraje es más rígido. Por ello, se considera que aunque éste segundo pico de esfuerzos afecta a muchas frecuencias, es más fácil realizar el ensayo en esta configuración ya que al estar los picos más separados es mucho más fácil diferenciar entre los dos tipos de comportamiento.

Este análisis se puede comparar con la respuesta RMS obtenida en los análisis preliminares.

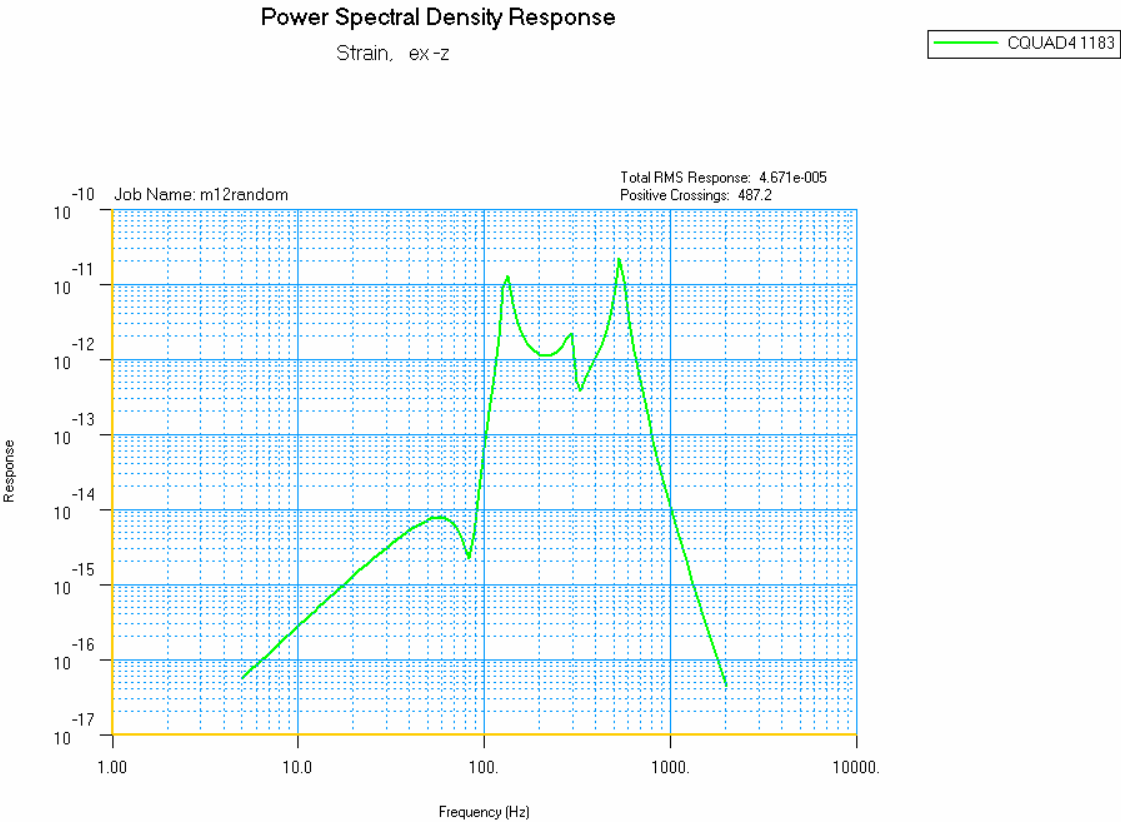


Gráfico 26. PSD. Análisis Random. Caso C-2.

	Análisis nuevo	Análisis previo
Valor RMS	46.71 $\mu\epsilon$	129.9 $\mu\epsilon$
Valor 3 σ	140.13 $\mu\epsilon$	389.7 $\mu\epsilon$

Tabla 28. Valor RMS. Comparación de la deformación teórica máxima. Caso C-2.

Las tensiones producidas en el nuevo modelo son menores dado que el sistema presenta una mayor rigidez al tener una menor longitud libre entre empotramientos.

6.5 Resumen.

En el capítulo se ha actualizado el análisis estructural de los paneles del proyecto incluyendo los útiles de vibración y las masas de los sensores, así como el espesor del panel que finalmente se incluirán en el ensayo.

Se ha determinado que los útiles tienen poca influencia en el comportamiento del panel, consiguiendo así alcanzar los objetivos propuestos en su diseño.

Por último, se confirman los resultados del análisis preliminar realizado en el capítulo anterior. La tabla inferior muestra los resultados de los análisis dinámicos realizados.

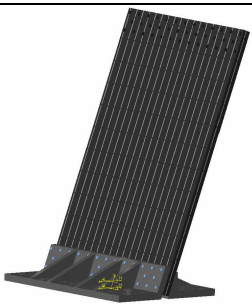
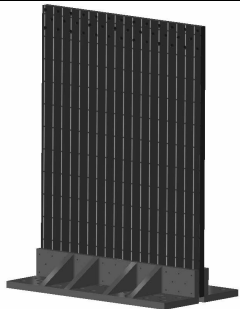


		Análisis seno	Análisis Random	
CASO DE CARGA		STRAIN ε_{Ξ} ($\mu\varepsilon$)	ε_{Ξ} ($\mu\varepsilon$) Valor RMS	ε_{Ξ} ($\mu\varepsilon$) Valor 3 σ
A		2082	83.95	251.85
B		5629	163	489
C-1. M8		259	82.75	248.25
C-2. M12		237	46.71	140.13

Tabla 29. Resultados de los análisis.

De la anterior tabla de resultados se puede deducir que tan solo los casos de carga A y B alcanzan el nivel de deformaciones buscado en principio por el proyecto (superior a 1000 $\mu\varepsilon$). Esto sumado al alto coste de fabricación del utillaje C, nos lleva a descartar estos casos, de forma que finalmente se decide fabricar tan solo los útiles A y B.

CAPÍTULO 7.

FASE II. MODIFICACIONES EJECUTADAS.

7 FASE II. MODIFICACIONES EJECUTADAS.

Tras comenzar los ensayos, se encontraron problemas con la capacidad de los vibradores. En principio, las cabezas vibratoras tienen un diámetro inferior a los 900mm de anchura de los paneles, pero su base se puede ampliar mediante un adaptador hasta alcanzar las dimensiones requeridas.

Sin embargo, este adaptador supone sumar al conjunto 200kg de peso. Dado que las máquinas vibratoras funcionan a potencia constante, este incremento de peso implica una reducción de la aceleración efectiva ejercida, y por lo tanto, las cargas requeridas para el ensayo resultan inalcanzables.

Se hacen unas pruebas retirando la cabeza adaptadora, situando el útil justo en la cabeza vibradora en voladizo. Pero el conjunto montado de esta forma resulta muy poco rígido, por lo que el ensayo resultada irrealizable en esta configuración.

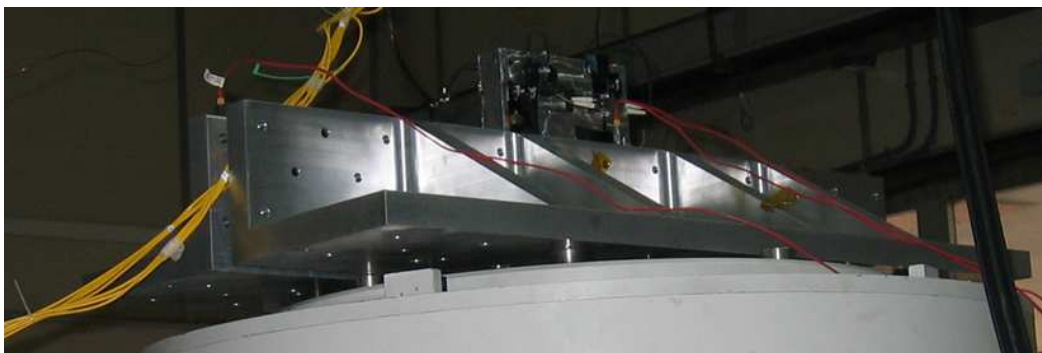


Ilustración 60. Colocación del utillaje sobre la cabeza vibradora.

La solución propuesta en un principio consiste en reducir las dimensiones del panel de 900mm de anchura a 600mm de anchura. De esta forma, el adaptador no es necesario, y no se tienen problemas de rigidez del útil en el ensayo.

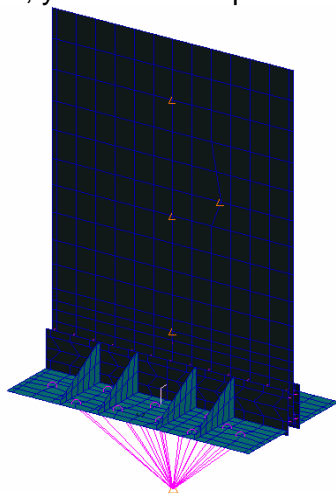


Ilustración 61. Modelo original. 900mm de anchura.

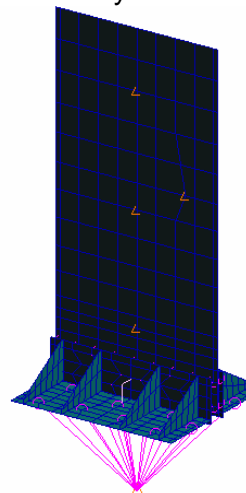


Ilustración 62. Nuevo modelo propuesto. 600mm de anchura.

En el siguiente capítulo, se comparará la respuesta dinámica de ambos modelos calculando:

- Las frecuencias naturales de vibración.
- La deformación.

7.1 Casos de carga.

Caso A.

Configuración
Inclinado 20°

Ensayo seno
Ensayo random

Excitación
Eje Z

Carga
54g's

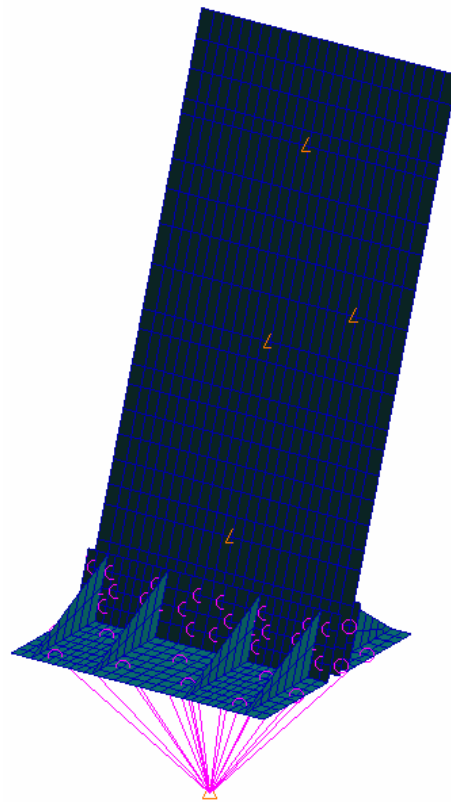


Ilustración 63. Caso A FEM.

Caso B.

Configuración
Recta

Ensayo Seno
Ensayo Random

Excitación
Eje Y

Carga
54g's

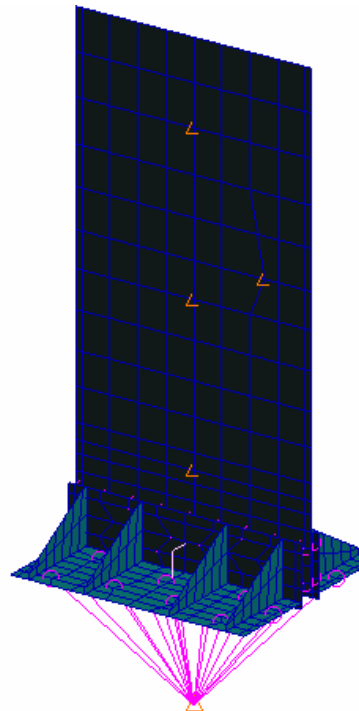


Ilustración 64. Caso B FEM.

7.2 Comparación de resultados.

7.2.1 Caso A. Modelo inclinado.

Modos propios

Modos propios (Hz)		
Modelo original (900 mm)	Nuevo modelo propuesto (600 mm)	Diferencia
32,369	32,057	-0.964%
72,154	89,486	24.021%
136,16	135,32	-0.617%
200,38	243,65	21.59%

Tabla 30. Comparación de modos propios. Caso A.

El 1º y el 3º modo de vibración se corresponden a modos de flexión, y por lo tanto no hay una diferencia significativa entre los cálculos obtenidos para ambos modelos. La dimensión de anchura no afecta a este modo de deformación ya que el cambio de rigidez es semejante al cambio de masa efectuado.

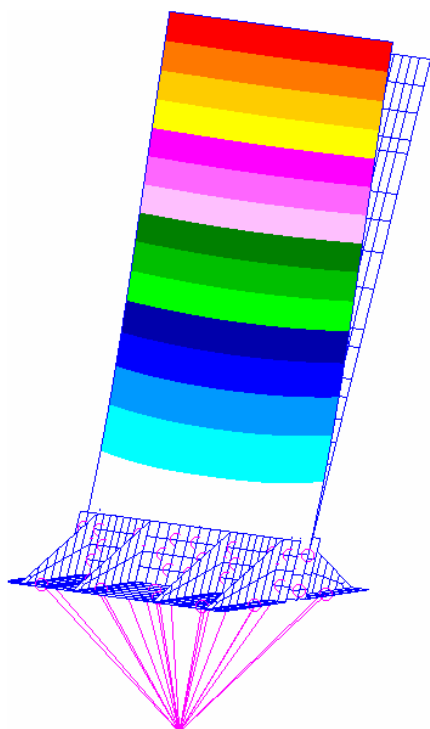


Ilustración 65. 1º modo de vibración, caso A.
(flexión)

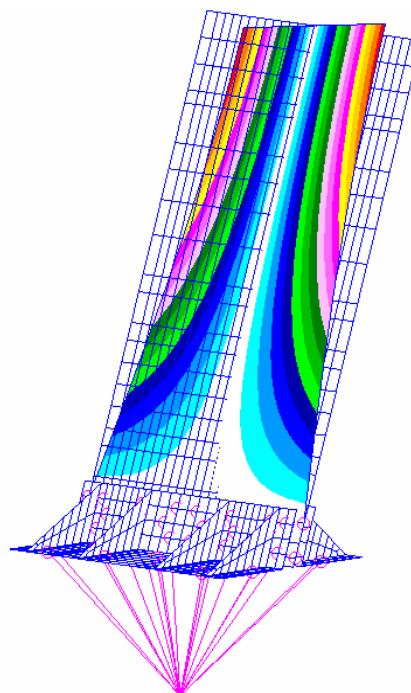


Ilustración 66. 2º modo de vibración, caso A
(torsión)

Sin embargo, el 2º y 4º modo de vibración corresponden a deformaciones torsionales, y por lo tanto, al disminuir la anchura de las probetas incrementa las frecuencias naturales de vibración al hacer más rígidas las probetas y reducir el momento de inercia.

Aun así, estos modos secundarios de vibración tienen poca influencia en la respuesta mecánica del demostrador independientemente de la naturaleza de las cargas (seno o random).

Deformación

Ensayo senoidal

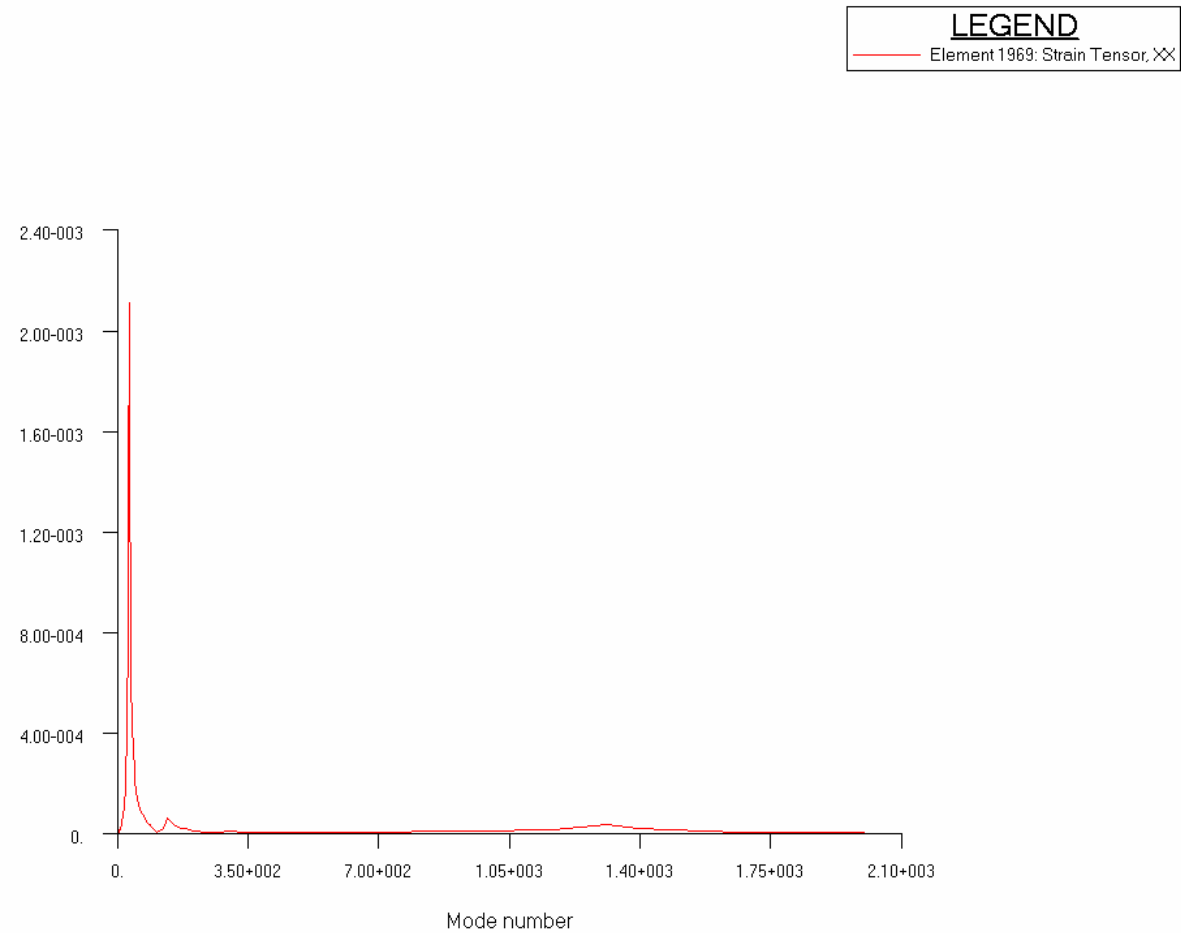


Gráfico 27. Deformación VS frecuencia. Respuesta en frecuencia. Componente XX. Valor Magnitud. Caso A.

El valor de deformación más alto aparece para los 32Hz, (primer modo de deformación del demostrador) con un valor de 2042 $\mu\epsilon$. En la siguiente tabla, este valor se compara con el obtenido en los análisis previos.

	Modelo original (900 mm)	Nuevo modelo propuesto (600 mm)	Diferencia
Deformación XX	2082 $\mu\epsilon$	2042 $\mu\epsilon$	-2.017%

Tabla 31. Deformación máxima. Ensayo seno. Componente XX. Caso A.

Ensayo random

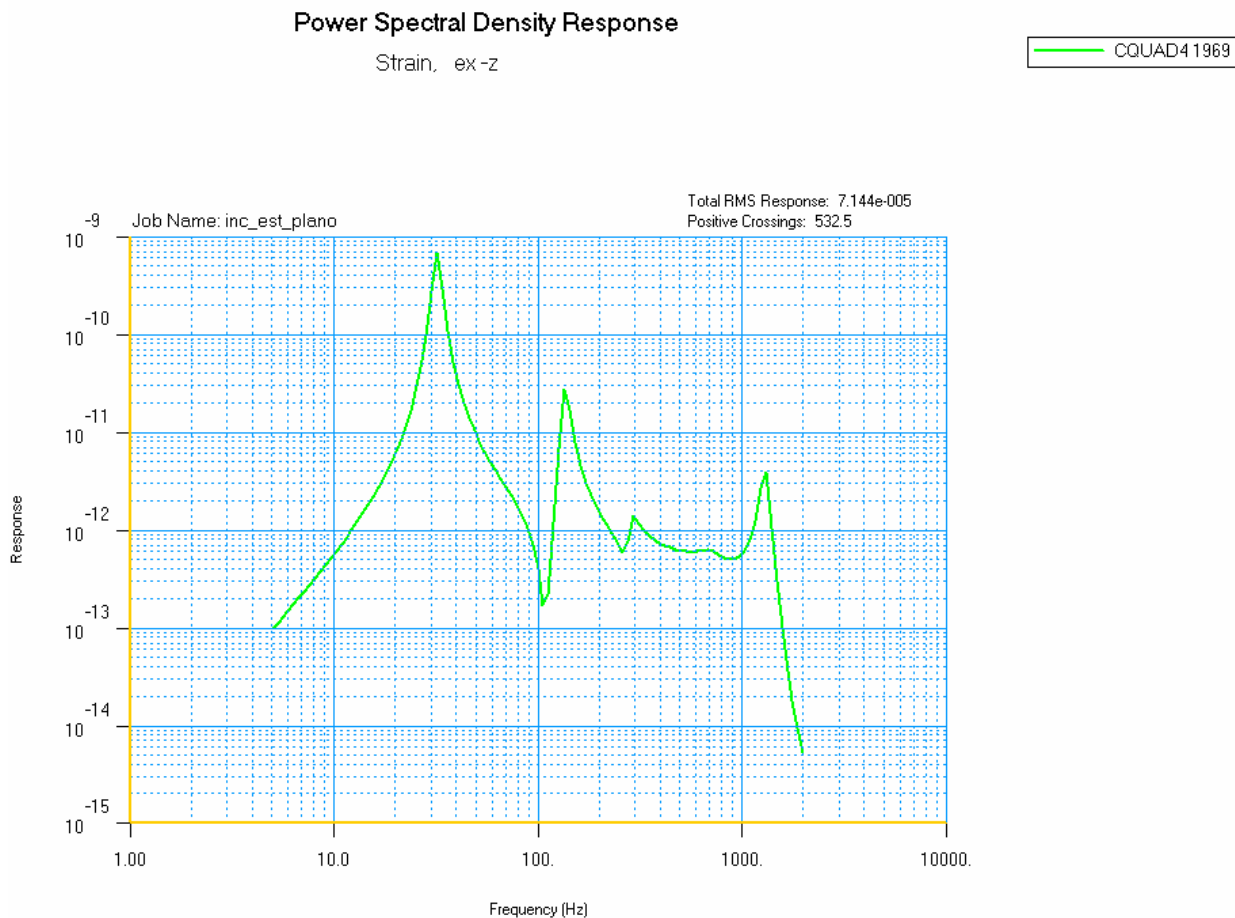


Gráfico 28. PSD. Análisis Random. Caso A.

	Modelo original (900 mm)	Nuevo modelo propuesto (600 mm wide)	Diferencia
Deformación XX (Valor RMS)	79.3 $\mu\epsilon$	71.44 $\mu\epsilon$	-9.912%

Tabla 32. Deformación máxima. Ensayo random. Componente XX. Caso A.

7.2.2 Caso B. Modelo recto.

Modos propios

Modos propios (Hz)		
Modelo original (900 mm)	Nuevo modelo propuesto (600 mm)	Diferencia
33.72	33,442	-0.810%
72.633	89,475	23.188%
138,27	137,84	-0.311%
200.7	243,16	21.156%

Tabla 33. Comparación de modos propios. Caso B.

Los resultados son similares a los hallados para el caso A.

Deformación

Ensayo senoidal

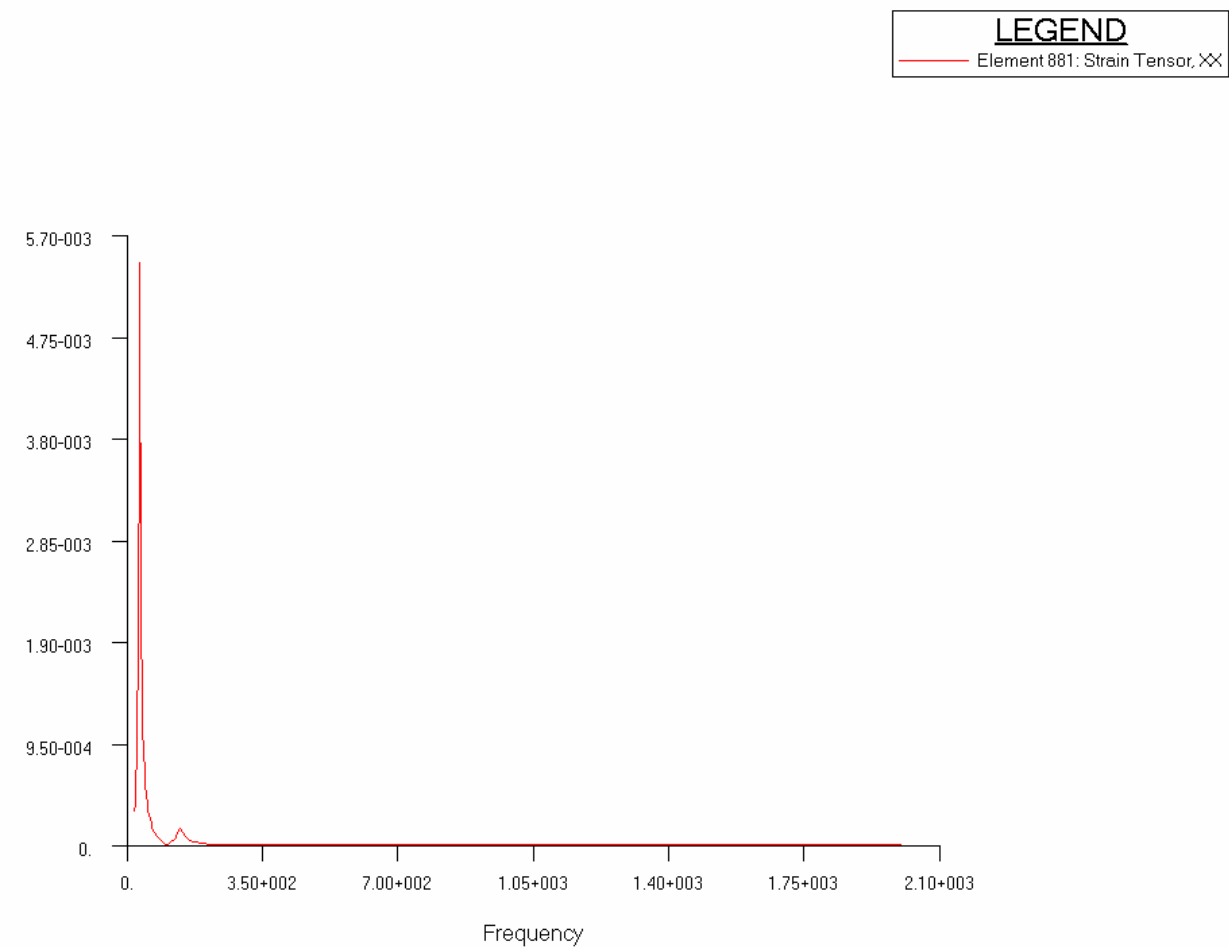


Gráfico 29. Deformación VS frecuencia. Respuesta en frecuencia. Componente XX. Valor Magnitud. Caso B.

El valor de deformación más alto aparece para los 32Hz, (primer modo de deformación del demostrador) con un valor de 5441 $\mu\epsilon$. En la siguiente tabla, este valor se compara con el obtenido en los análisis previos.

	Modelo original (900 mm)	Nuevo modelo propuesto (600 mm wide)	Diferencia
Deformación XX	5629 $\mu\epsilon$	5441 $\mu\epsilon$	-3.340%

Tabla 34. Deformación máxima. Ensayo seno. Componente XX. Caso B.

Ensayo random

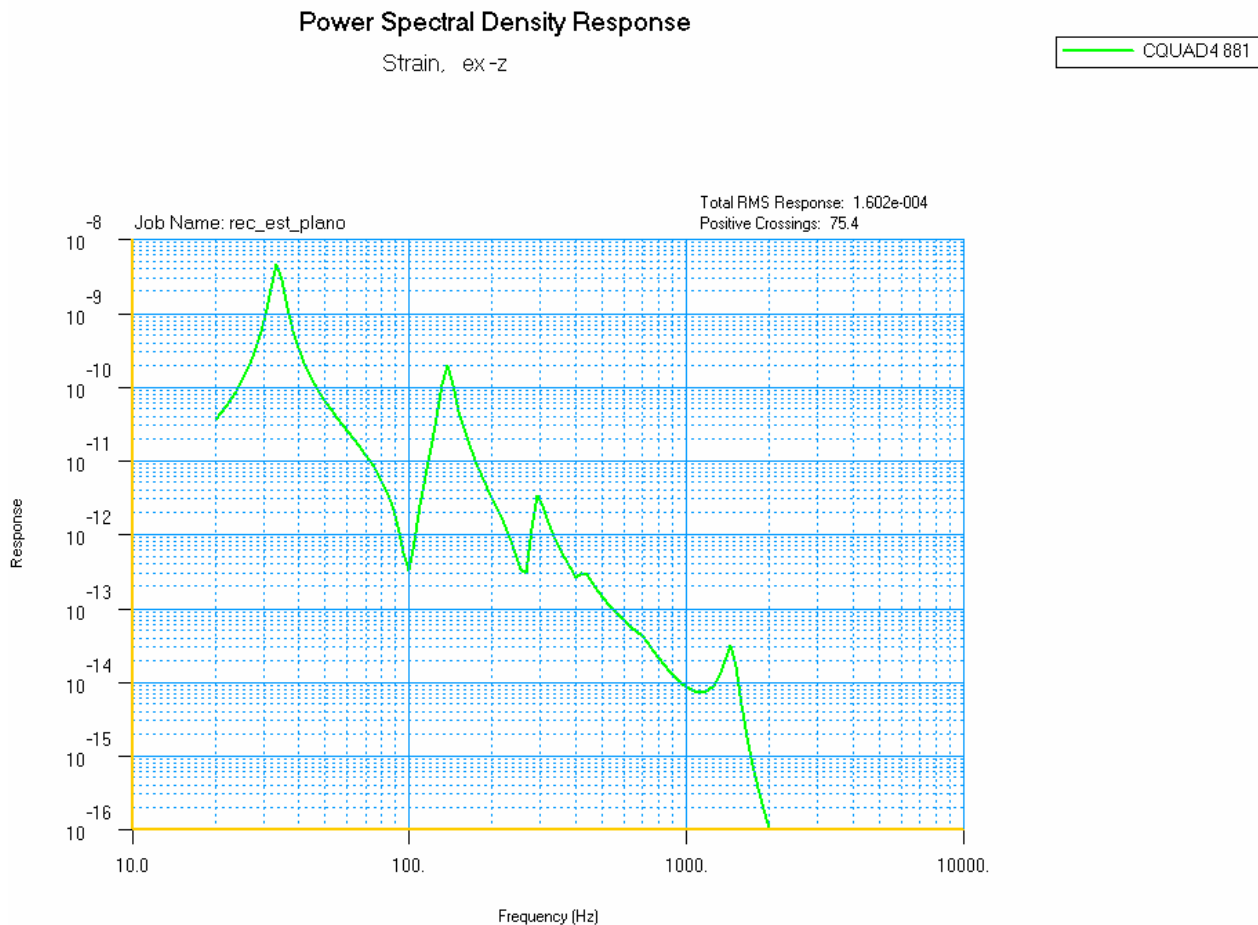


Gráfico 30. PSD. Análisis Random. Caso B.

	Modelo original (900 mm)	Nuevo modelo propuesto (600 mm wide)	Diferencia
Deformación XX (Valor RMS)	172.7 $\mu\epsilon$	160.2 $\mu\epsilon$	-6.969%

Tabla 35. Deformación máxima. Ensayo random. Componente XX. Caso B.

7.3 Resumen.

Se ha comprobado que el cambio de anchura de las probetas afecta muy poco a los valores de tensiones que se pueden alcanzar en el ensayo, así como a los modos propios de vibración de las probetas.

Para el 1º y el 3º modo de vibración en modo de flexión no existen diferencias significativas entre ambos demostradores. Las diferencias en los modos de torsión tienen poca influencia en la respuesta en frecuencia de la estructura.

Todos los valores de deformaciones se mantienen similares a los hallados en análisis anteriores, no existiendo una diferencia mayor del 10% en ninguno de los casos.

CAPÍTULO 8.

FASE III. CORRELACIÓN DE RESULTADOS.

8 FASE III. CORRELACIÓN DE RESULTADOS.

La tercera y última parte del trabajo realiza una correlación entre los resultados experimentales obtenidos en los ensayos ambientales y los ensayos obtenidos mediante análisis por elementos finitos.

8.1 Casos de carga.

Caso A.

Configuración
Recta

Ensayo Seno
Ensayo Random

Excitación
Eje Z

Carga
54g's

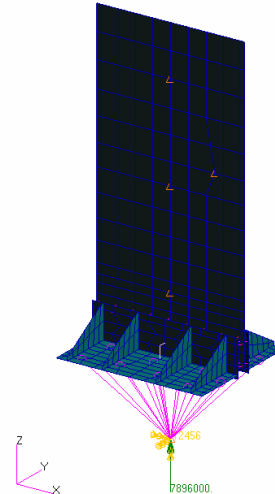


Ilustración 67. FEM. Caso A.

Caso B.

Configuración
Recta

Ensayo Seno
Ensayo Random

Excitación
Eje Y

Carga
14g's

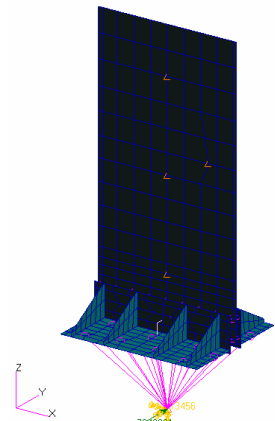


Ilustración 68. FEM. Caso B.

Caso C.

Configuración
Inclinado a 20°

Ensayo Seno
Ensayo Random

Excitación
Eje Z

Carga
54g's

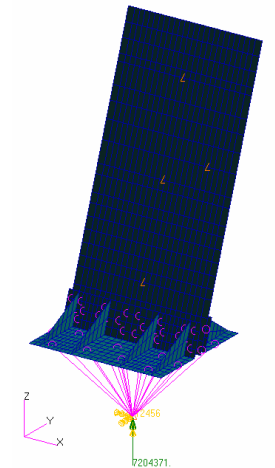


Ilustración 69. FEM. Caso C.

8.2 Modelo de elementos finitos.

El modelo de elementos finitos empleado en este capítulo es similar al resto de modelos de elementos finitos de pasados análisis. La única diferencia consiste en la reducción del amortiguamiento estructural.

Tal y como se ha comentado en la introducción 4.2.1, para estructuras de material compuesto se suele emplear un valor por defecto de amplificación modal $Q=10$ que supone un coeficiente de amortiguamiento modal viscoso del 5%. Sin embargo, a la vista de los resultados obtenidos durante el ensayo, se observa que este valor amortigua demasiado la estructura, por lo tanto, finalmente, la verificación de resultados se hace con una amplificación modal $Q=25$, que supone un amortiguamiento modal viscoso del 2%.

Además ha sido necesario obtener los resultados de deformación para más elementos del modelo, más específicamente, para aquellos elementos cuya posición coincide con la posición real de un sensor en el panel.

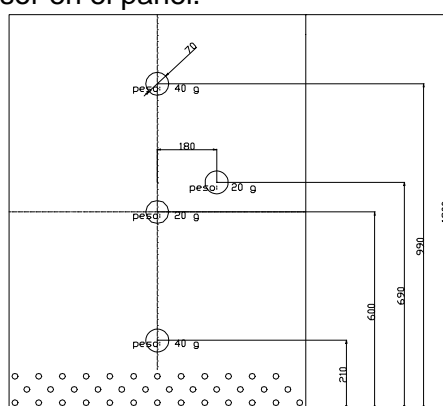


Ilustración 70. Esquema de sensores.

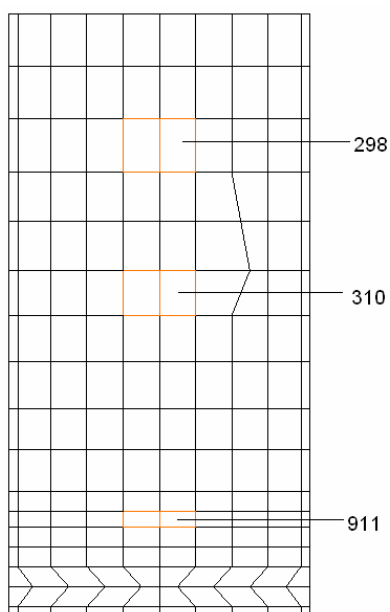


Ilustración 71. Configuración recta. Elementos para los que se ha calculado la deformación. Caso A y B.

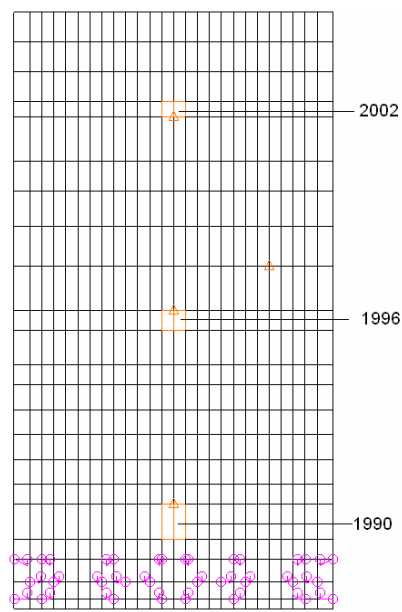


Ilustración 72. Configuración inclinada. Elementos para los que se ha calculado la deformación. Caso C.

8.3 Verificación del modelo de elementos finitos.

Antes de comenzar a hablar de los ensayos y de los resultados obtenidos, se considera conveniente hacer una verificación del modelo de elementos finitos para comprobar si describe correctamente el comportamiento de la estructura. Se han realizado dos comprobaciones que se describen a continuación.

8.3.1 Verificación de modos propios de vibración.

En la siguiente gráfica se tiene la respuesta de la estructura según la configuración del Caso B para ensayo senoidal.

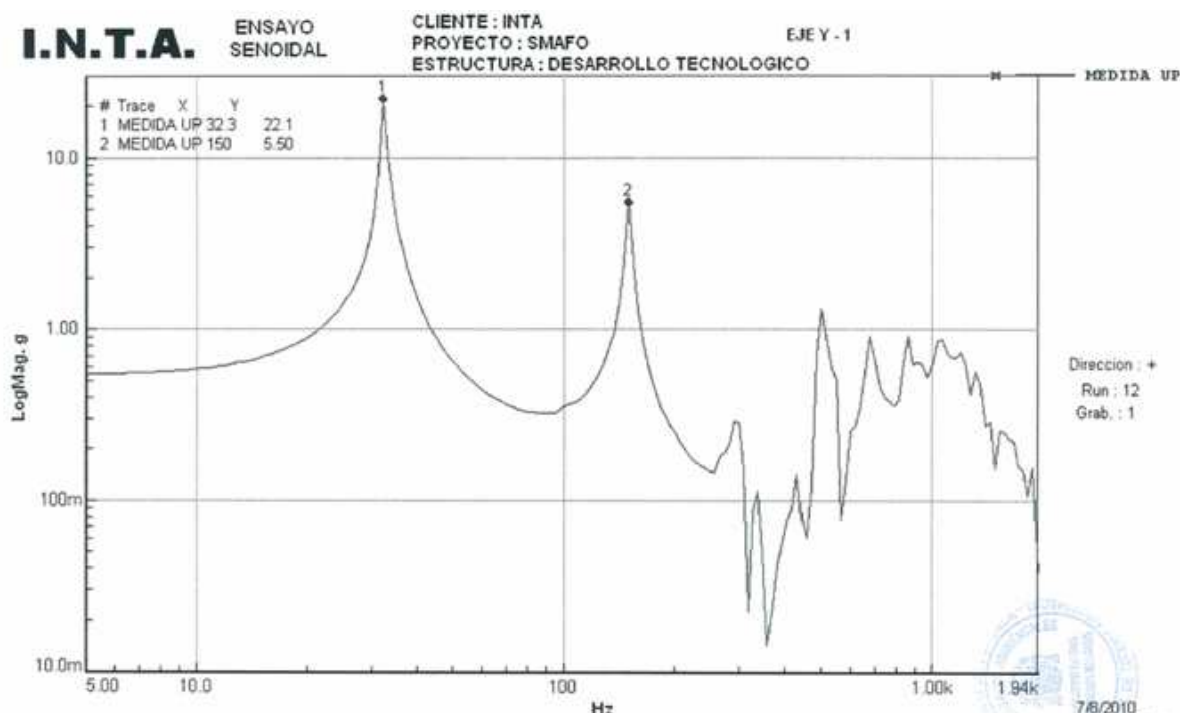


Gráfico 31. Respuesta de la estructura para ensayo senoidal. Caso B.

En el gráfico se pueden observar claramente las primeras frecuencias de vibración de la estructura, y a continuación se adjunta una tabla comparativa con los datos calculados previamente en la fase II del proyecto.

	FEM	Ensayo
1º Modo	33 Hz	32.3 Hz
3º Modo	138 Hz	150 Hz

Tabla 36. Comparación de los modos propios de la estructura con los resultados obtenidos mediante análisis. Caso B.

Tal y como se puede comprobar, el valor obtenido en simulación para la primera frecuencia de resonancia del sistema se ajusta a la perfección a la realidad, y para el siguiente modo de vibración no se aprecia una diferencia significativa. Por lo tanto, se concluye que el modelo de elementos finitos se ajusta bien a la realidad. Se recuerda que el 2º modo de vibración en torsión no se puede apreciar con la colocación actual de los sensores.

8.3.2 Verificación de aceleraciones.

Otra de las comparaciones realizadas se hizo con las mediciones de aceleraciones obtenidas. A modo de ejemplo se agrega el resultado del ensayo random para el Caso B.

Se compararon los valores de aceleración para dos sensores situados a distinta altura del panel, y los resultados obtenidos se muestran a continuación.

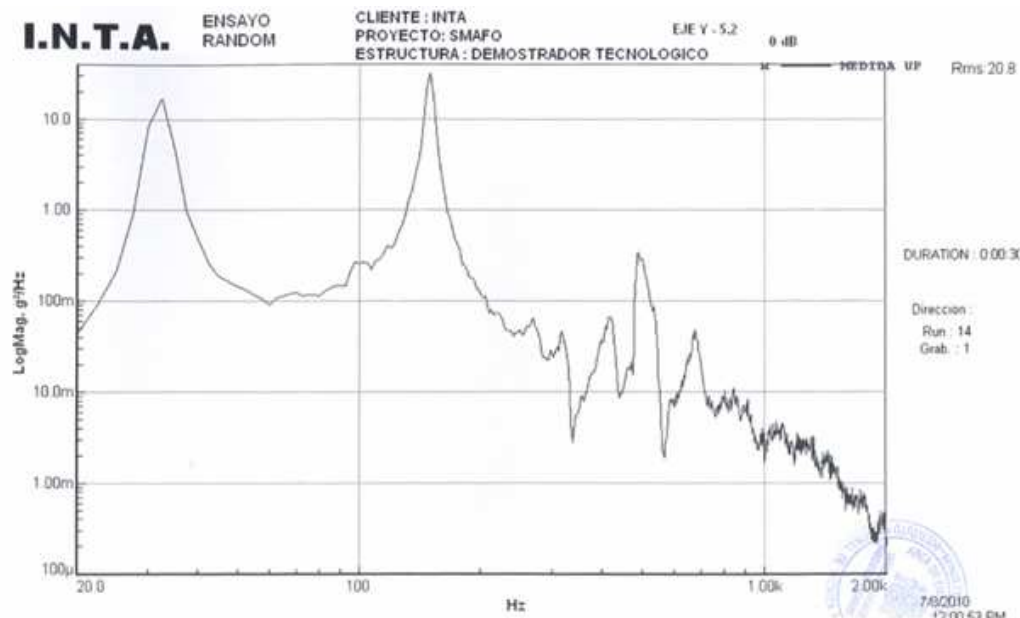


Gráfico 32. Respuesta de la estructura para ensayo random. Sensor superior. Caso B.

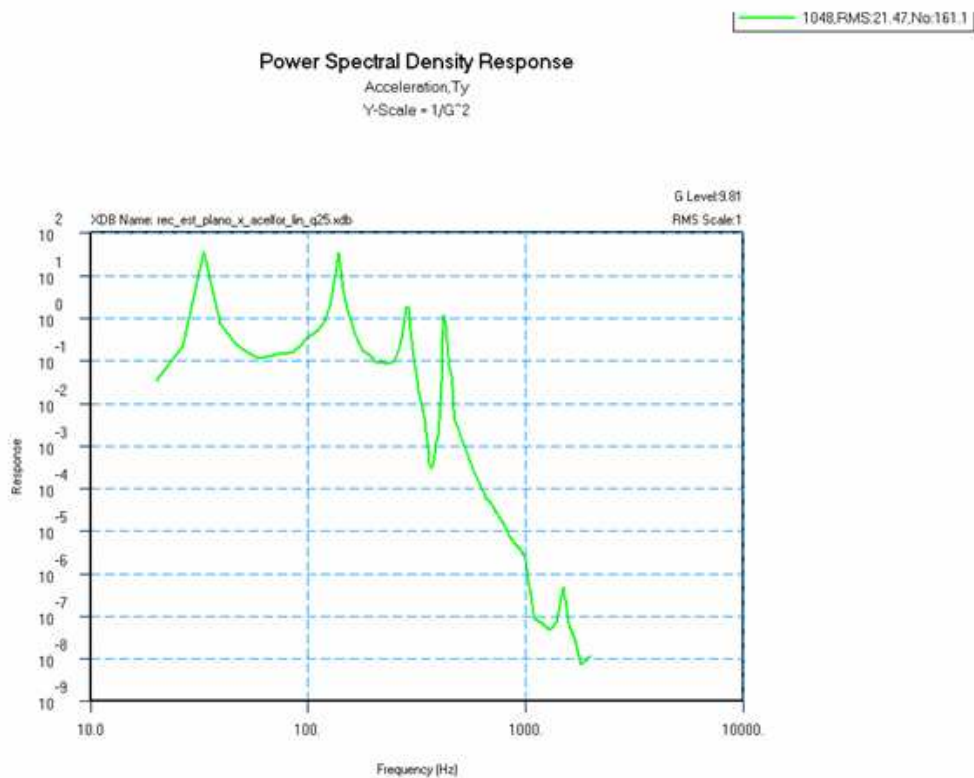


Gráfico 33. PSD obtenida mediante MEF. Sensor superior. Caso B.

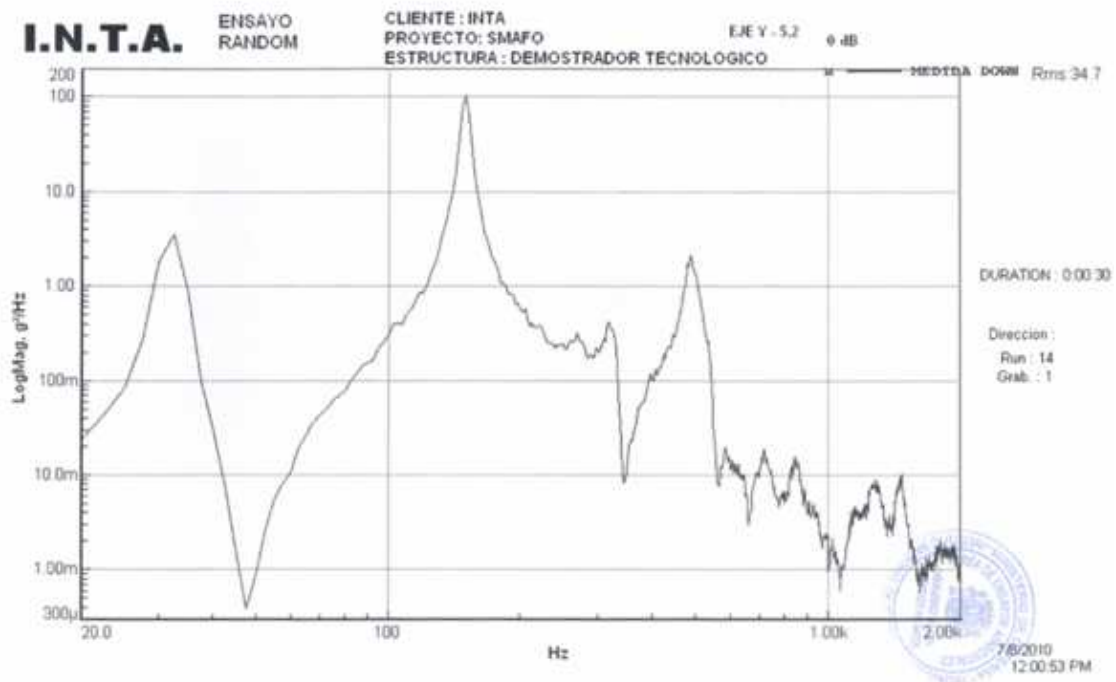


Gráfico 34. Respuesta de la estructura para ensayo random. Sensor inferior. Caso B.

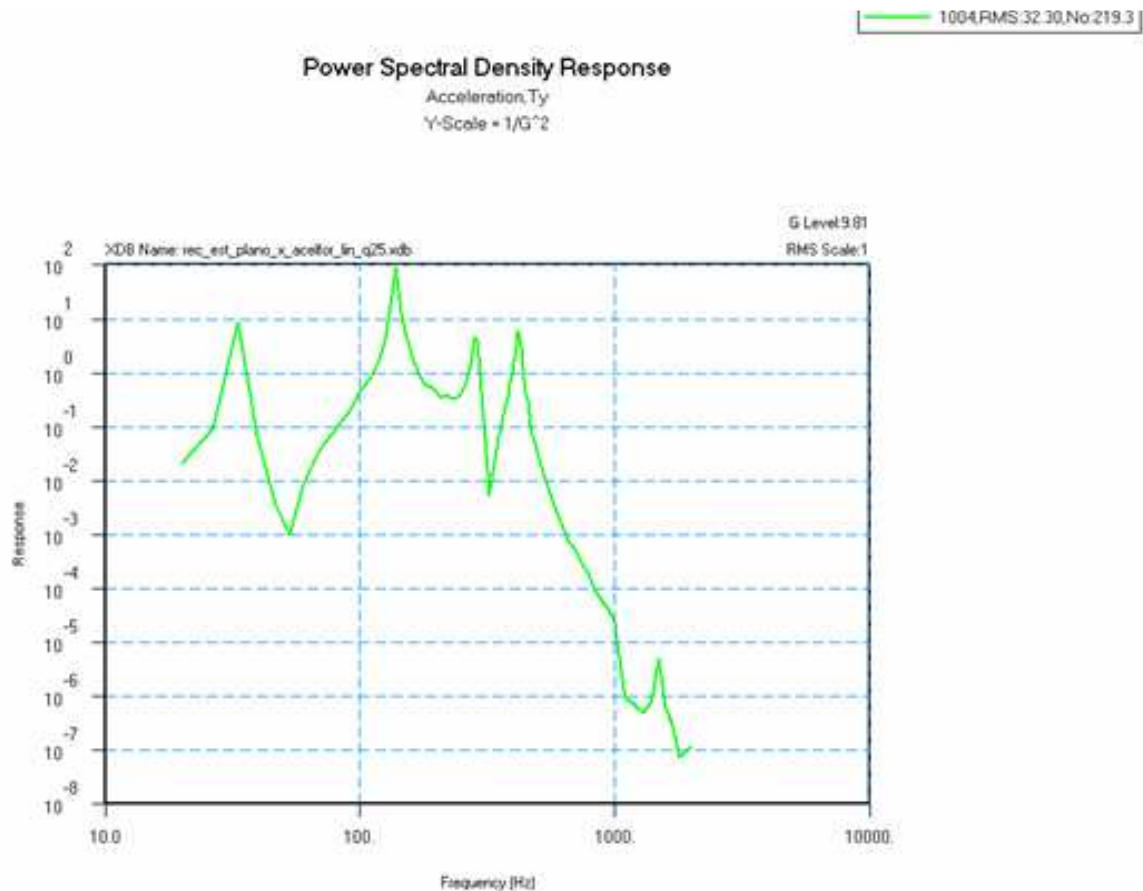


Gráfico 35. PSD obtenida mediante MEF. Sensor inferior. Caso B.

A continuación se adjunta una tabla comparativa con los datos calculados para comparación de los parámetros

Valores RMS	FEM	Ensayo
Sensor superior	21.47	20.8
Sensor inferior	32.3	34.7

Tabla 37. Comparación de aceleración de la estructura con los resultados obtenidos mediante análisis. Caso B.

Analizando los resultados no se observa una diferencia significativa y finalmente se concluye que el modelo de elementos finitos es capaz de describir el comportamiento general de la estructura y por lo tanto, los valores de deformaciones obtenidos mediante análisis se ajustarán a los valores reales alcanzados durante el ensayo y podrán ser comparados con las mediciones realizadas por los sensores de fibra óptica.

8.4 Espectros de carga aplicados.

En las siguientes gráficas se muestra una comparación entre los espectros de carga requeridos empleados en la simulación FEM y los espectros conseguidos en los ensayos.

8.4.1 Ensayo senoidal.

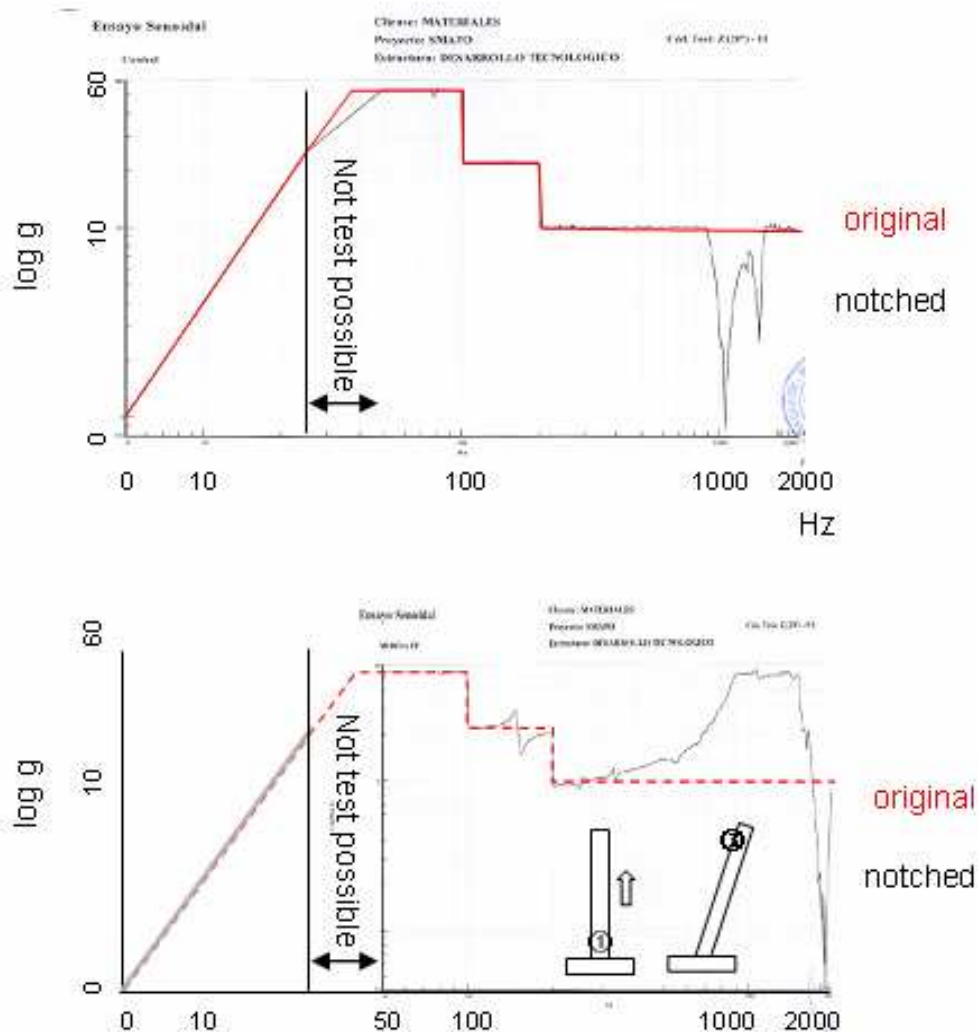


Ilustración 73. Carga senoidal de 54g's. Comparación entre los espectros de carga propuestos (original) y el conseguido en ensayo (notched). Imagen superior, señal de entrada. Imagen inferior, respuesta de la estructura. Caso C.

Tal y como se puede observar, las principales diferencias residen en dos zonas:

- Entre 25 y 50 Hz. No se pudo realizar el ensayo ya que en este intervalo aparece la primera frecuencia de resonancia del panel que incrementa las aceleraciones hasta valores tales que los elementos de control se muestran insuficientes para realizar el ensayo.
- En torno a los 1000 Hz. A estos niveles aparecen las frecuencias de resonancia de los componentes de las cabezas vibratoras, de forma que se hace necesario reducir la señal de entrada para tener control sobre el ensayo. La respuesta de la estructura muestra unas condiciones de ensayo más severas que las requeridas pese al decremento de carga, de forma que se considera válido el análisis.

Para el resto de casos (A y B) se tienen unos resultados similares, sin embargo, debido a limitaciones de la máquina, para el caso B se reduce la carga máxima a 14g's. En las siguientes tablas se resumen los espectros de vibración aplicados en el cálculo por elementos finitos para cada modelo FEM.

Frecuencia (Hz)	Despl/ aceleración
5-36.6	10mm
36.6-100	54g
100-200	22,5g
200-2000	10g

Tabla 38. Espectro de excitación senoidal. Análisis de respuesta en frecuencia. Caso A y C.

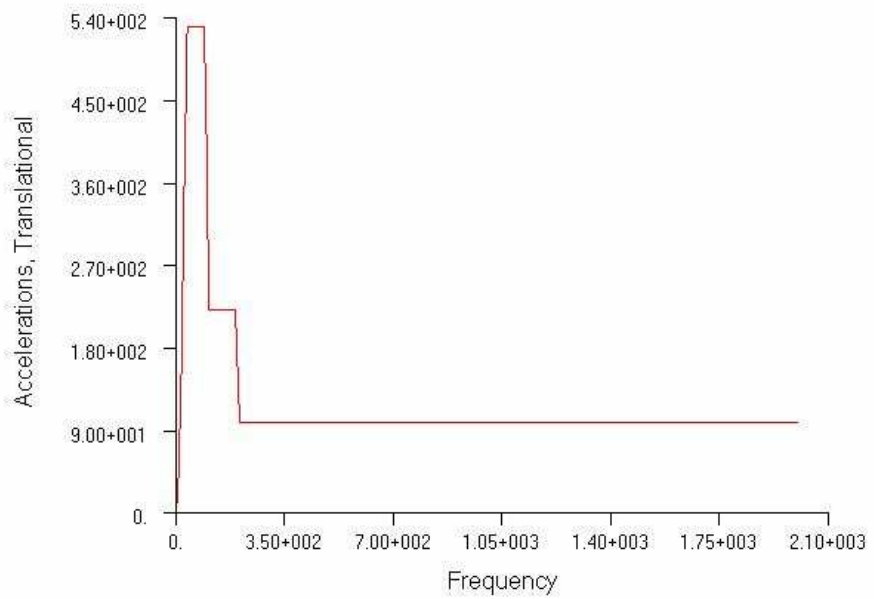


Gráfico 36. Aceleración frente a frecuencia para carga senoidal. Caso A y C.

Frecuencia (Hz)	Despl/ aceleración
5-36.6	2.65mm
36.6-200	14g
200-2000	10g

Tabla 39. Espectro de excitación senoidal. Análisis de respuesta en frecuencia. Caso B.

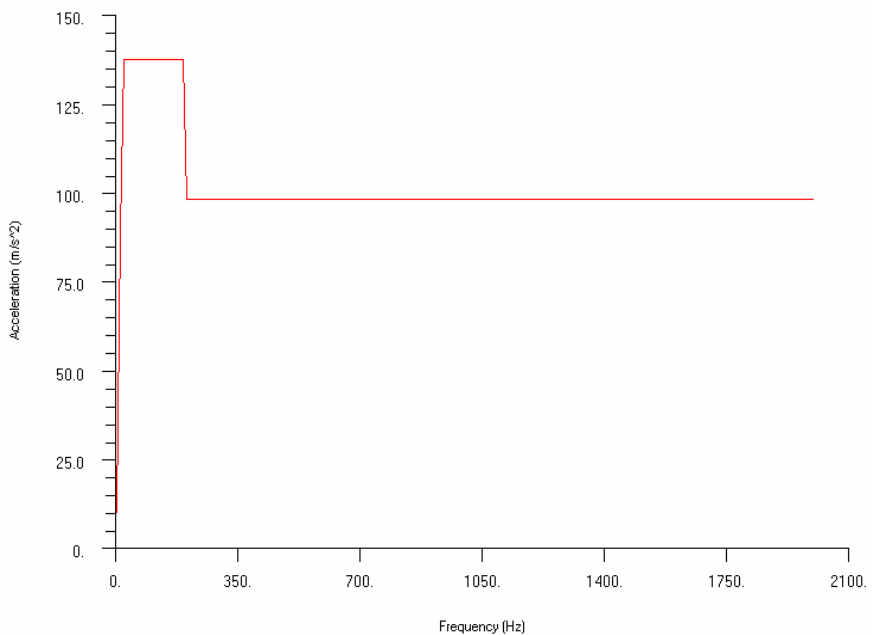


Gráfico 37. Aceleración frente a frecuencia para carga senoidal. Caso B.

8.4.2 Ensayo random.

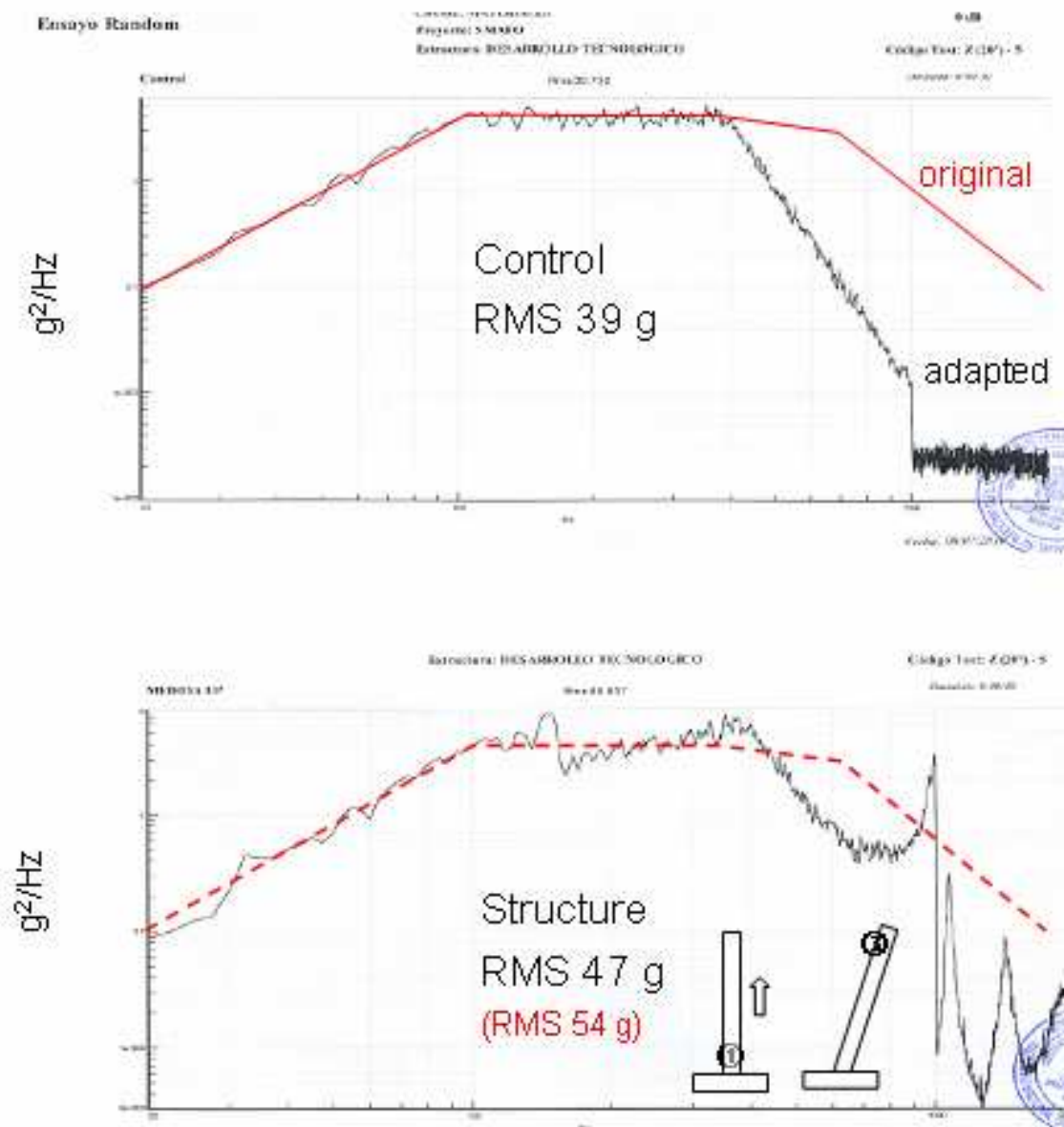


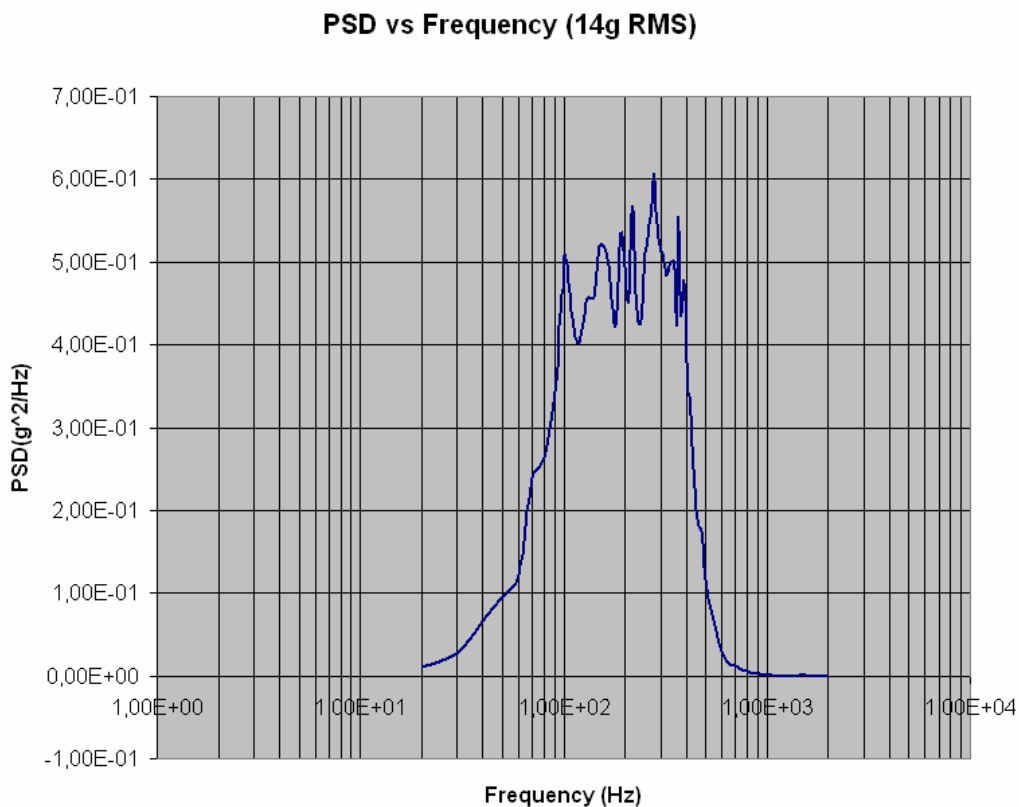
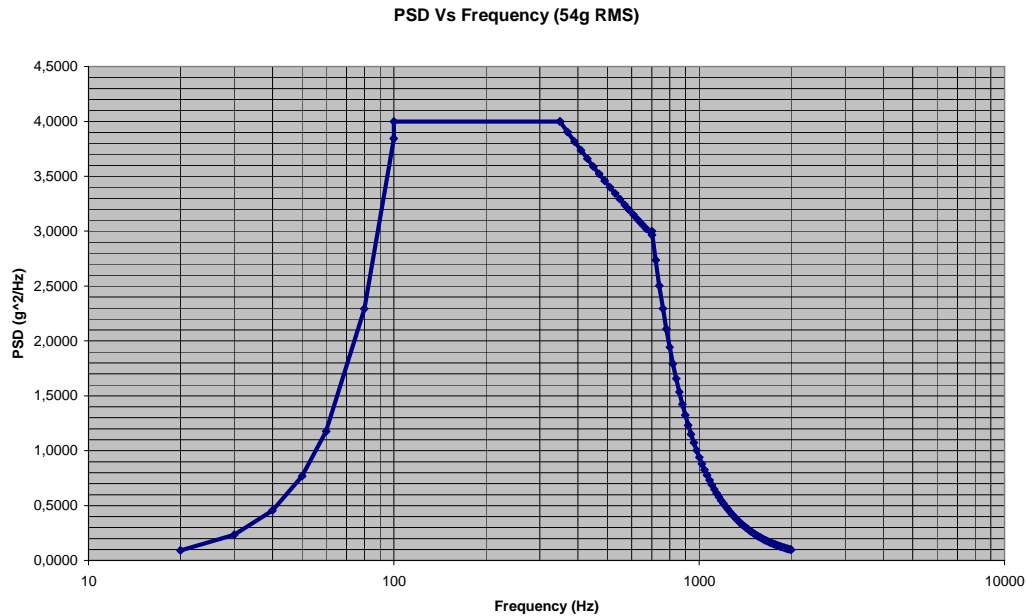
Ilustración 74. Carga random de 54g's. Comparación entre los espectros de carga propuestos (original) y el conseguido en ensayo (notched). Imagen superior, señal de entrada. Imagen inferior, respuesta de la estructura. Caso C.

Tal y como se puede observar, la principal diferencia se encuentra en la parte final del ensayo. Se tenían muchos problemas para aplicar altas cargas a partir de 1000 Hz debido a resonancias internas de la máquina, de forma que se aplica un limitador que reduce la carga de entrada a partir de esa frecuencia. Sin embargo, la respuesta de la estructura se aproxima bastante al espectro original, consiguiendo alcanzar 47 de los 54g's propuestos, de forma que el espectro se considera válido para el ensayo.

Para el resto de casos (A y B) se tienen unos resultados similares, sin embargo, debido a limitaciones de la máquina, para el caso B se reduce la carga máxima a 14g's. En las siguientes tablas se resumen los espectros de vibración aplicados en el cálculo por elementos finitos para cada modelo FEM.

Frequency (Hz)	Displacement or acceleration	Slope (dB/oct)
20	0,0913	7
100	4	
350	4	-1,3
700	3	-9,8
2000	0,1	

Tabla 40. Espectro de excitación random. 54g's RMS. Caso A y C.



8.5 Caso A. Modelo recto. Carga en eje Z. 54g's.

8.5.1 Ensayo senoidal.

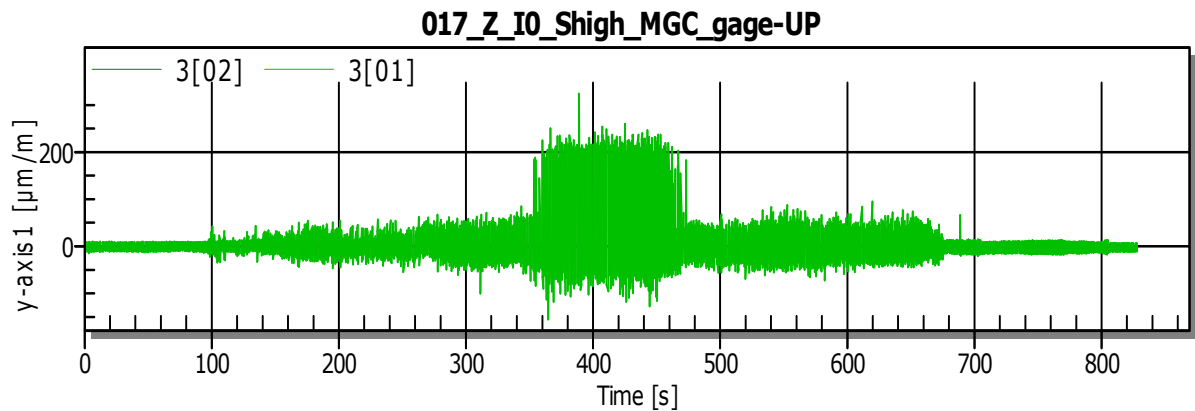


Gráfico 40. Deformación frente a tiempo. Carga senoidal. Galga extensométrica. Sensor superior. Caso A.

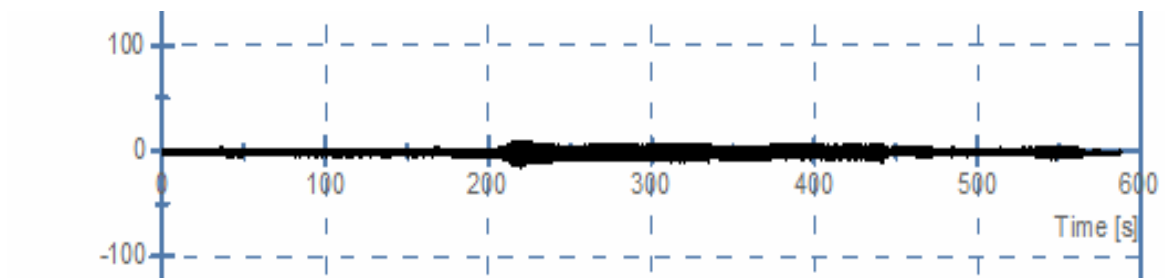


Gráfico 41. Deformación frente a tiempo. Carga senoidal. FBGS. Sensor superior. Caso A.

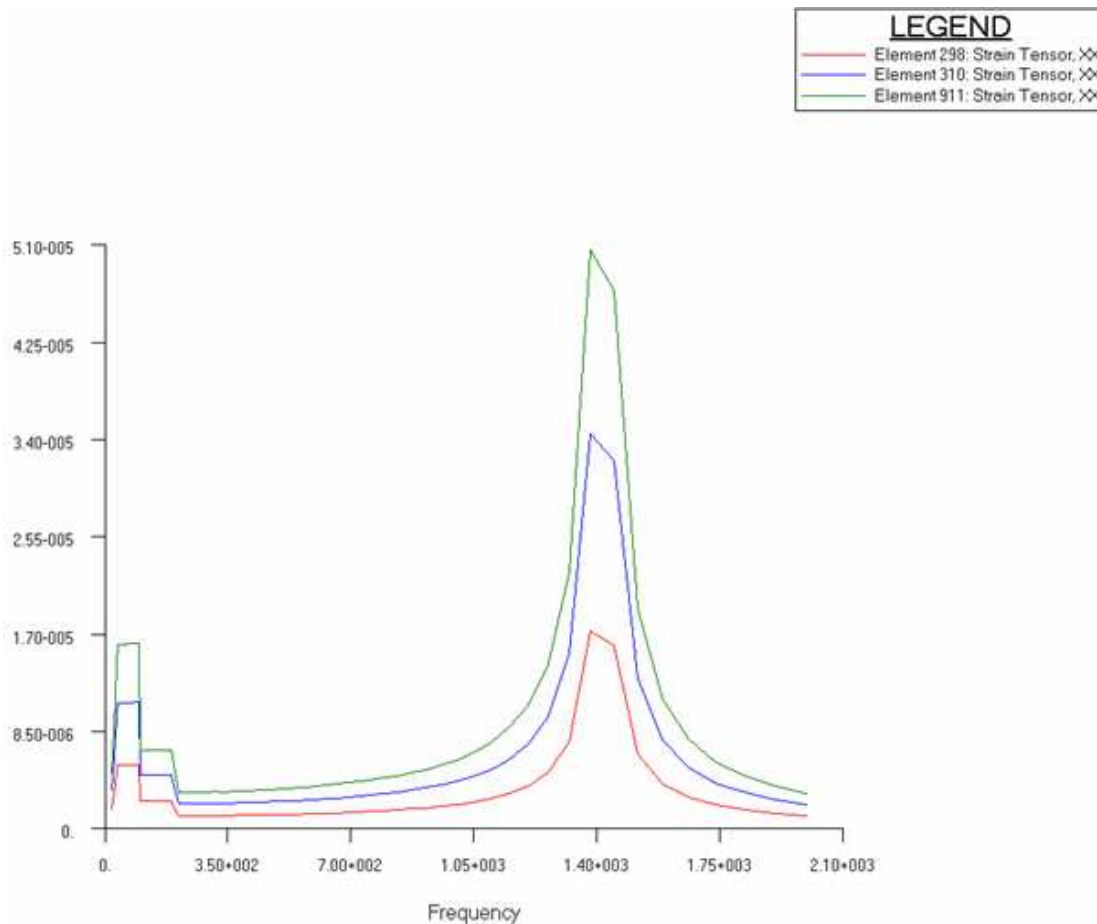


Gráfico 42. Deformación frente a frecuencia. Carga senoidal. Componente XX. Valor magnitud. FEM. Caso A.

Frecuencia de referencia: 32 Hz Cálculo FEM: $7 \mu\epsilon$ Elemento 298	Sensor superior	Medición
	Galga	$60 \mu\epsilon$
	FBGS	$10 \mu\epsilon$

Tabla 41. Comparación entre los valores registrados por los sensores y el valor calculado por el FEM. Análisis senoidal. Caso A.

En este ensayo se observan problemas en la medida con la galga extensométrica que pueden estar causados bien por un problema de conexiones a tierra o por las propias frecuencias propias de vibración del sensor. Se considera que las medidas tomadas a partir de 350 segundos no son reales. Por lo tanto, consideramos que la máxima deformación real no sobrepasa los $50\text{-}80 \mu\epsilon$, pero no es posible demostrarlo.

En general, los resultados del modelo FEM y las mediciones del sensor de fibra óptica muestran una tendencia similar (los 32Hz del modelo FEM se han de comparar con el segundo 400 del test). Por lo tanto, se considera que la medición del FBGS es correcta para este caso.

8.5.2 Ensayo random.

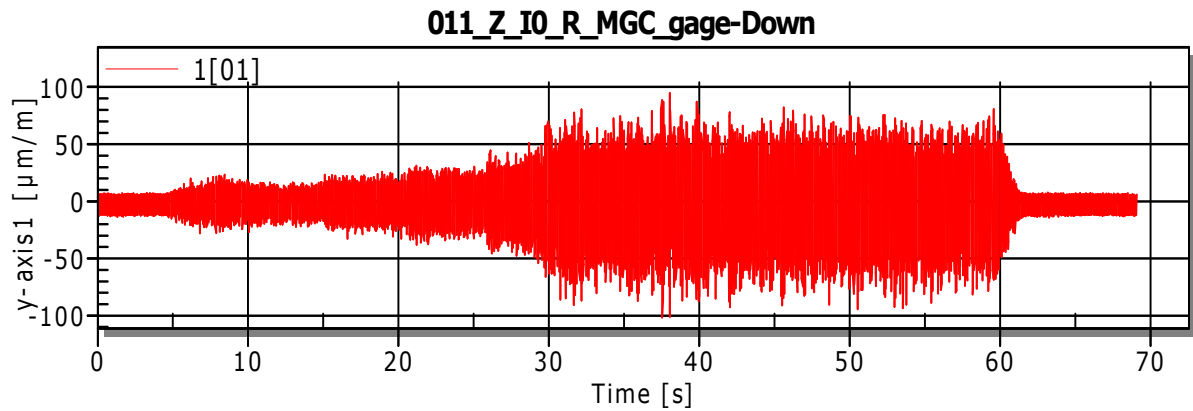


Gráfico 43. Deformación frente a tiempo. Carga Random. Galga extensométrica. Sensor inferior. Caso A.

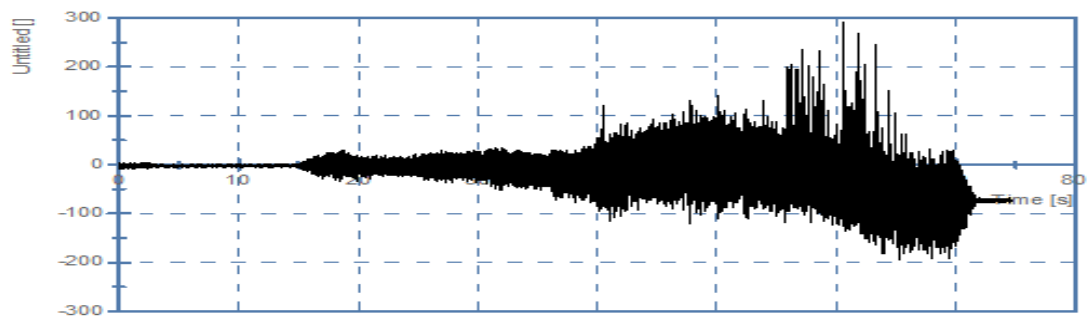


Gráfico 44. Deformación frente a tiempo. Carga Random. FBGS. Sensor inferior superficial. Caso A.

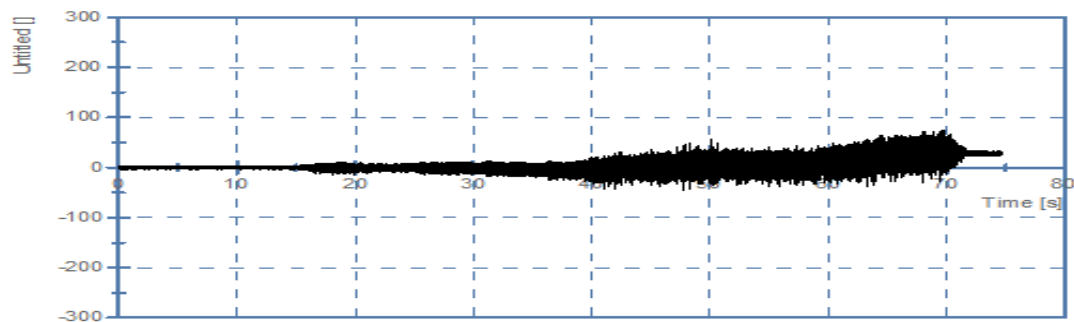


Gráfico 45. Deformación frente a tiempo. Carga Random. FBGS. Sensor inferior embebido. Caso A.



Gráfico 46. Deformación frente a frecuencia. Carga random. FEM. Caso A.

Cálculo FEM Valor 3RMS: 118 $\mu\epsilon$ Elemento 911	Sensor inferior	Medición
	Galga	93 $\mu\epsilon$
	FBGS superficial	80 $\mu\epsilon$

Tabla 42. Comparación entre los valores registrados por los sensores y el valor calculado por el FEM. Análisis random. Caso A.

Tanto las galgas como los sensores de fibra óptica tienen unos valores muy similares durante todo el ensayo, y a su vez, concuerdan con los valores calculados previamente por el FEM. Los valores máximos de tensión se encuentran en torno a 1000Hz.

8.6 Caso B. Modelo recto. Carga en eje Y. 14g's.

8.6.1 Ensayo senoidal.

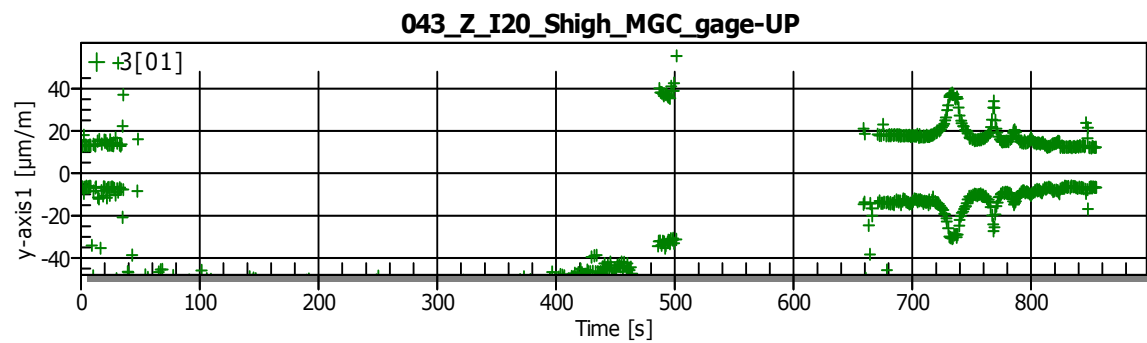


Gráfico 47. Deformación frente a tiempo. Carga senoidal. Galga extensométrica. Sensor superior. Caso B.

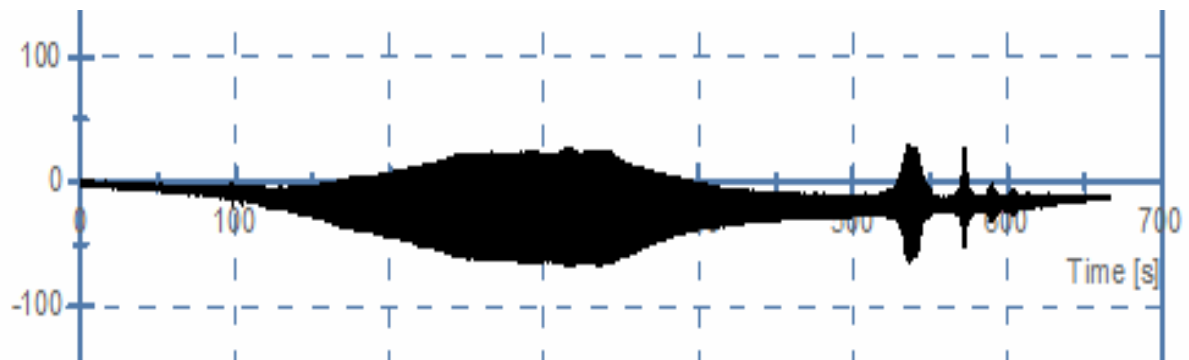


Gráfico 48. Deformación frente a tiempo. Carga Senoidal. FBGS. Sensor superior. Caso B.

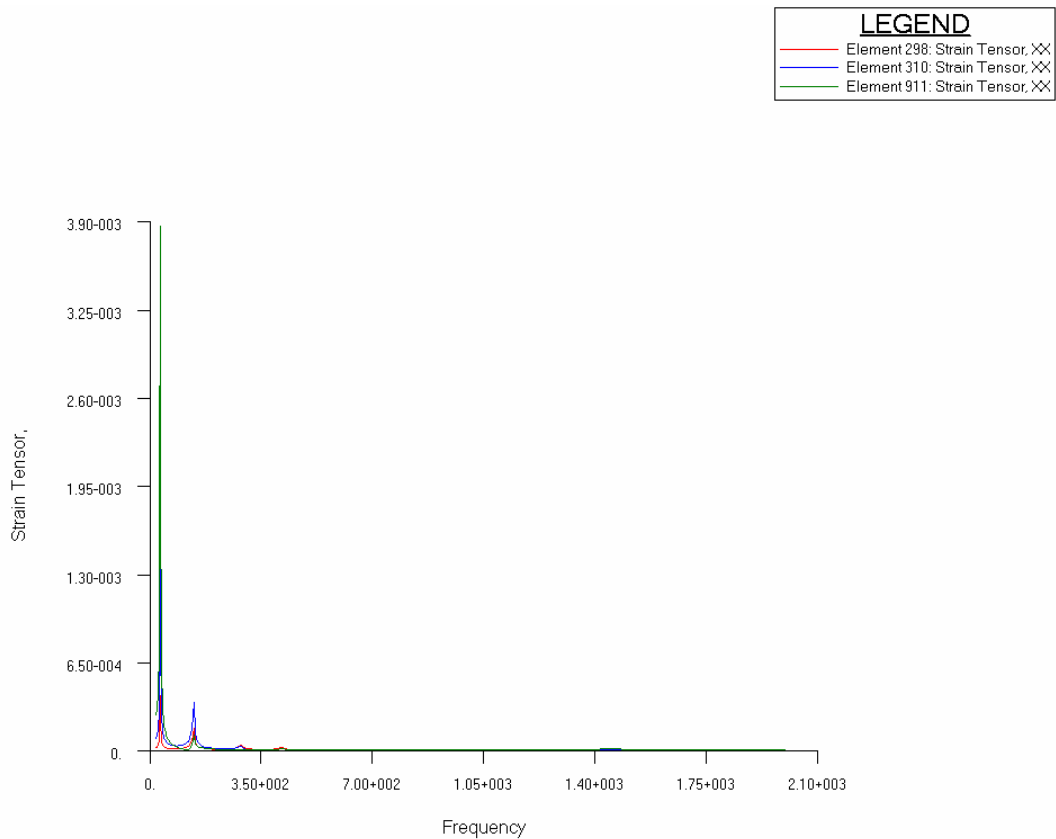


Gráfico 49. Deformación frente a frecuencia. Carga senoidal. Componente XX. Valor magnitud. FEM. Caso B.

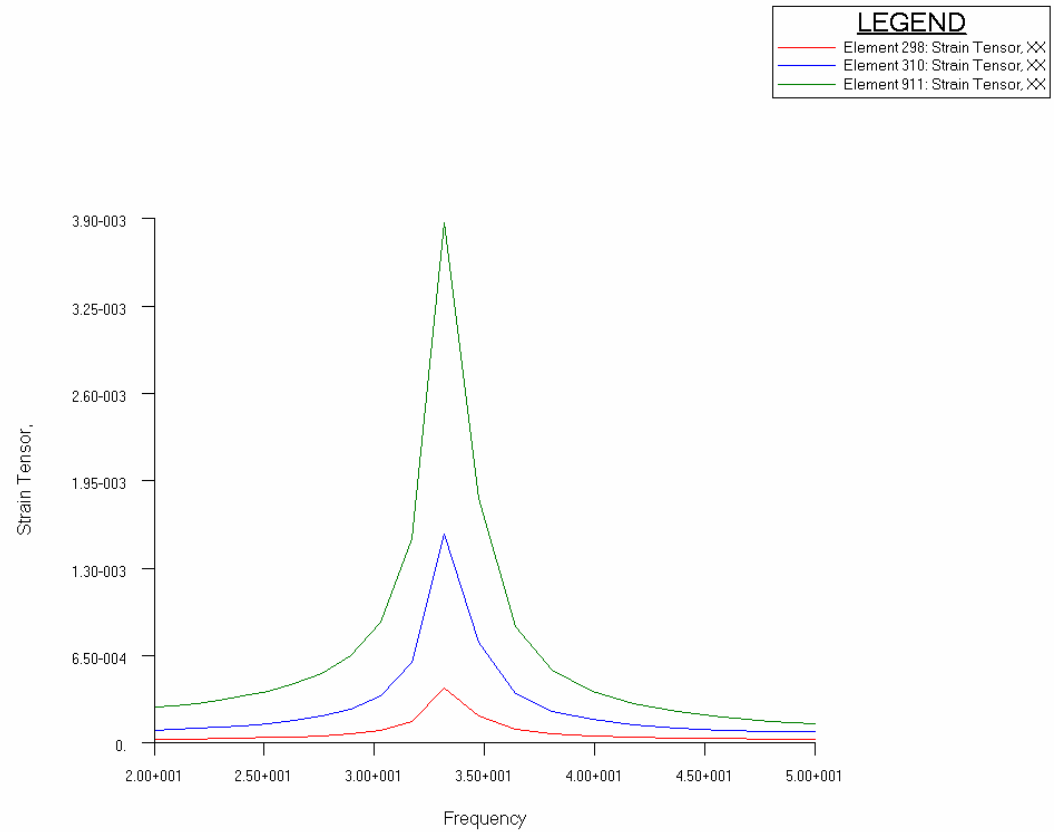


Gráfico 50. Deformación frente a frecuencia. Carga senoidal. Componente XX. Valor magnitud. FEM. Detalle de 20 a 50Hz. Caso B.

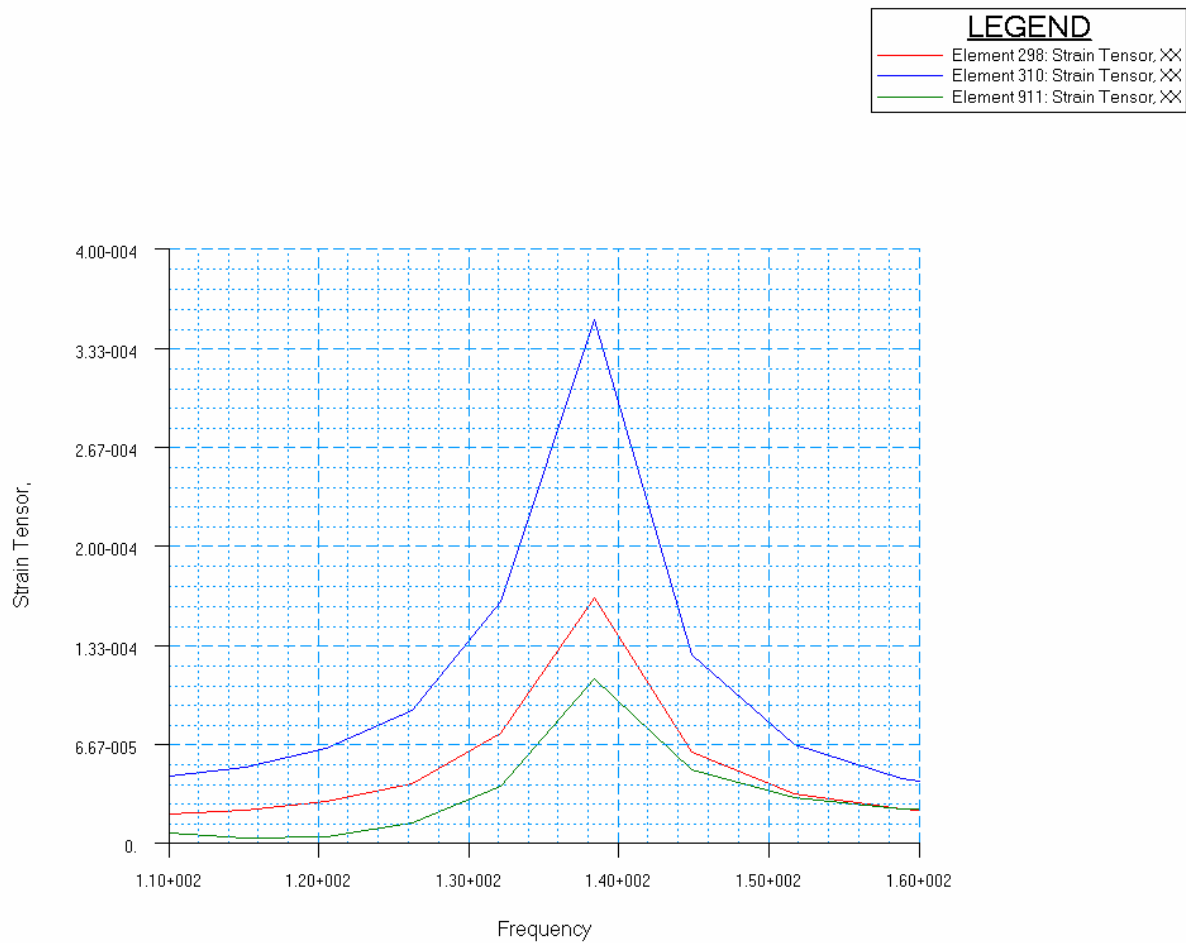


Gráfico 51. Deformación frente a frecuencia. Carga senoidal. Componente XX. Valor magnitud. FEM. Detalle de 110 a 160Hz. Caso B.

Valor de referencia 135Hz Cálculo FEM: 160 $\mu\epsilon$ Elemento 298	Sensor superior	Medición
	Galga	--
	FBGS	65 $\mu\epsilon$

Tabla 43. Comparación entre los valores registrados por los sensores y el valor calculado por el FEM. Análisis senoidal. Caso B.

La lectura de la galga eléctrica resulta complicada debido al ruido. Puede deberse a problemas con la toma de tierra de la instalación, o a la respuesta en frecuencia de los propios sensores.

Los datos obtenidos en la medición con el FBGS muestran una tendencia similar a la simulación por FEM, sin embargo, la medida registrada se muestra inferior a la esperada.

8.6.2 Ensayo random.

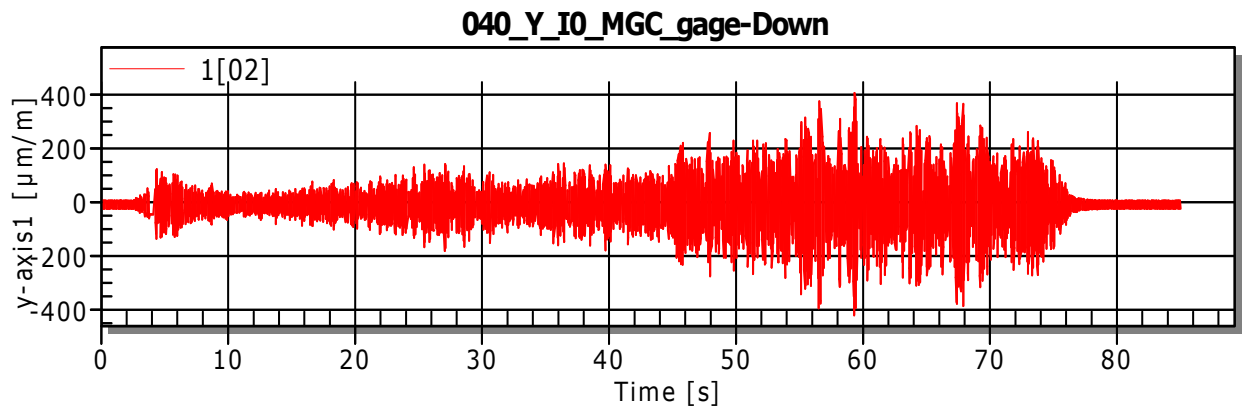


Gráfico 52. Deformación frente a tiempo. Carga random. Galga extensométrica. Sensor inferior. Caso B.

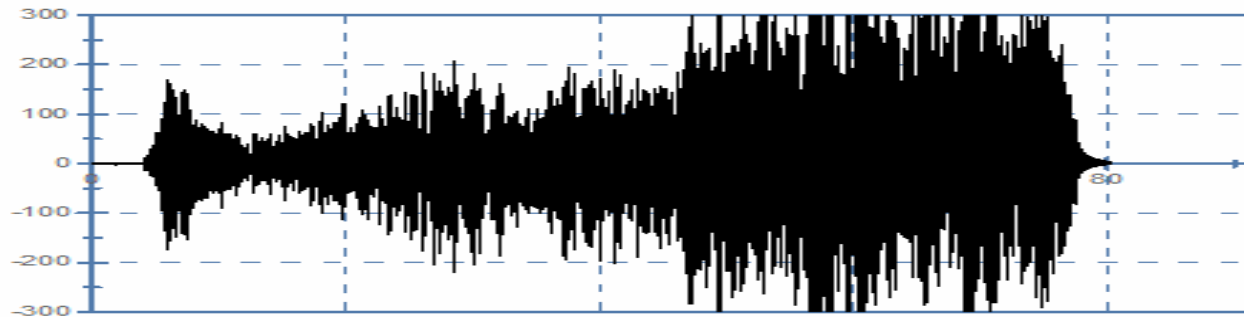


Gráfico 53. Deformación frente a tiempo. Carga Random. FBGS. Sensor inferior superficial. Caso B.

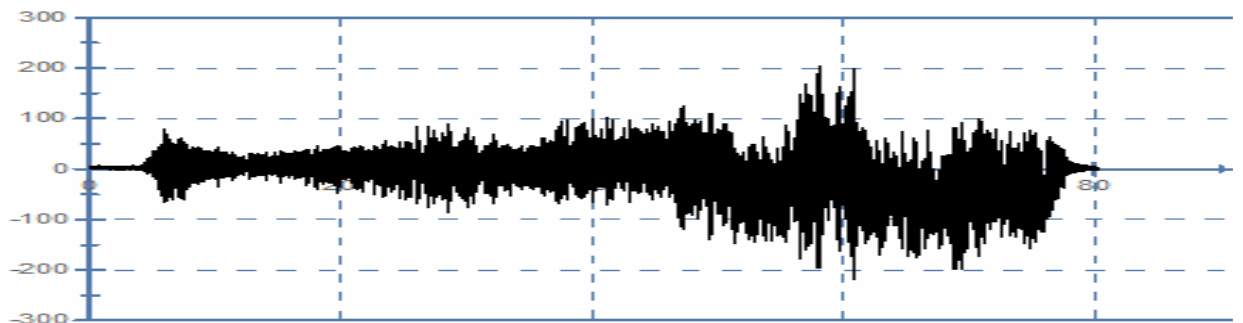


Gráfico 54. Deformación frente a tiempo. Carga Random. FBGS. Sensor inferior embebido. Caso B.

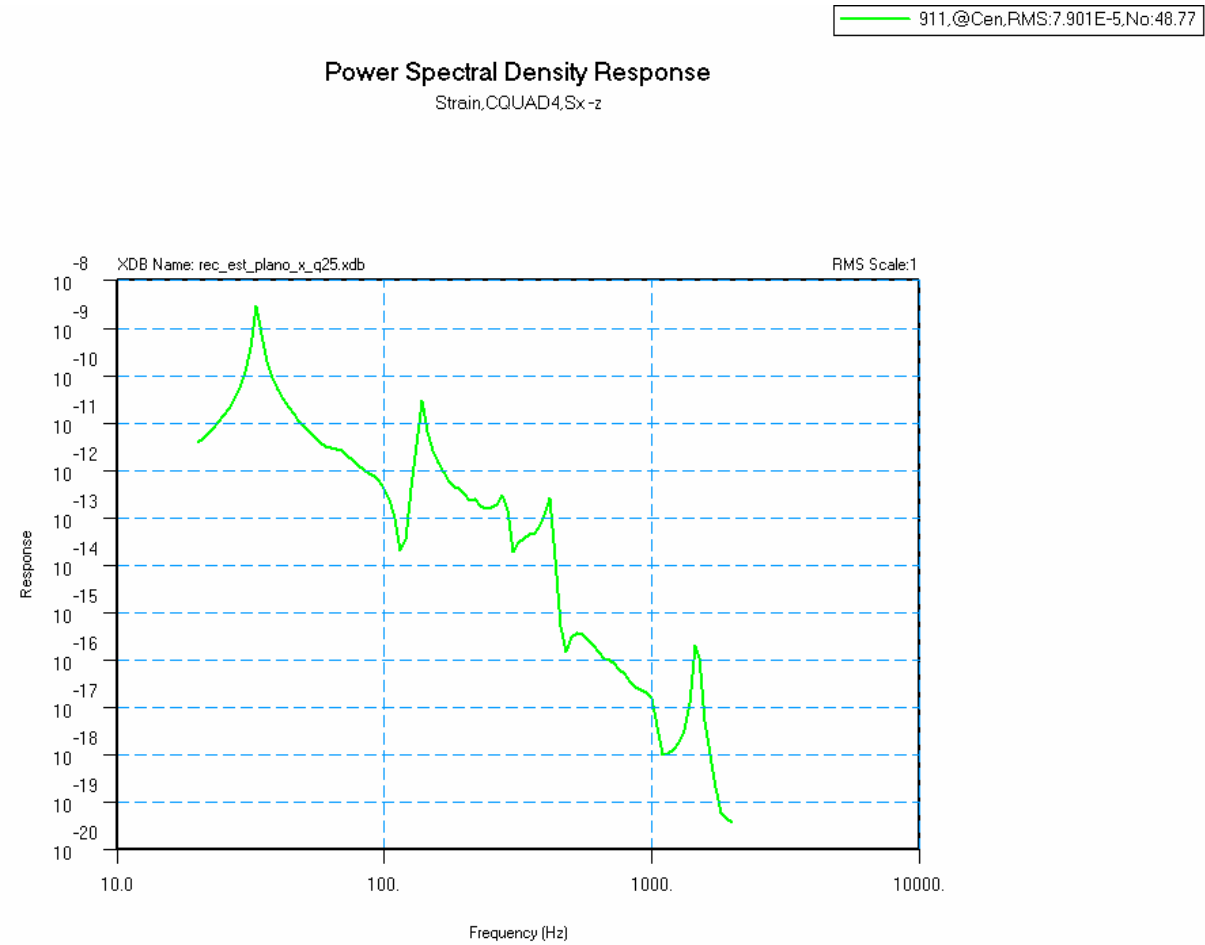


Gráfico 55. Deformación frente a frecuencia. Carga random. FEM. Caso B.

Cálculo FEM Valor 3RMS: 237 $\mu\epsilon$ Elemento 911	Sensor inferior	Medición
	Galga	400 $\mu\epsilon$
	FBGS embebido	200 $\mu\epsilon$

Tabla 44. Comparación entre los valores registrados por los sensores y el valor calculado por el FEM. Análisis random. Caso B.

La galga extensométrica presenta unos altos valores de deformación que pueden deberse a ruidos del sistema.

Comparando los valores obtenidos con los valores de fibra óptica, se observa una gran diferencia de mediciones entre el sensor embebido y el sensor superficial. La diferencia de posición entre uno y otro, de 1 mm es insuficiente para explicar esta diferencia de deformación por el momento flector originado en la zona. Se puede concluir que el sistema electrónico empleado aun presenta problemas.

Pese a todo, los valores predichos por el FEM se sitúan en torno a los valores registrados por los sensores.

8.7 Caso C. Modelo inclinado 20°. Carga en eje Z. 54g's.

8.7.1 Ensayo senoidal.

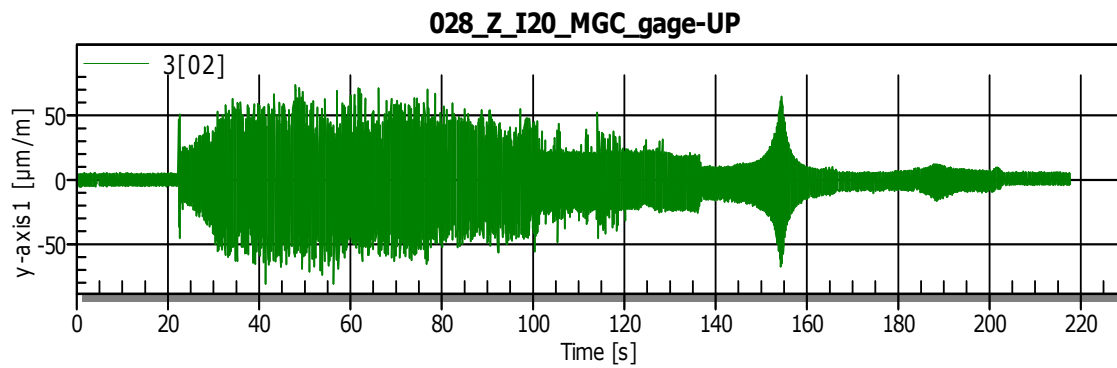


Gráfico 56. Deformación frente a tiempo (de 50 a 453Hz). Carga senoidal. Galga extensométrica. Sensor superior. Caso C.

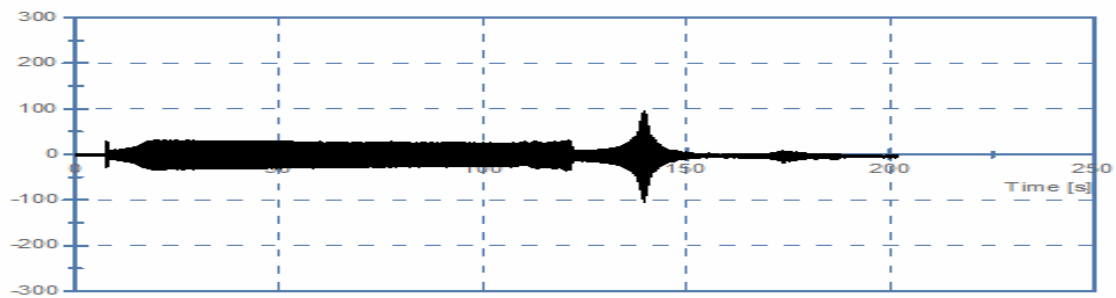


Gráfico 57. Deformación frente a tiempo (de 50 a 453Hz). Carga senoidal. FBGS. Sensor superior superficial. Caso C.

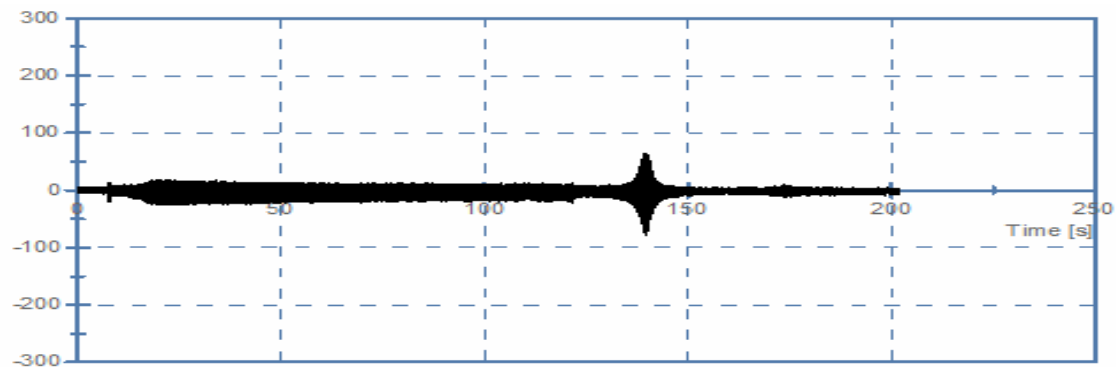


Gráfico 58. Deformación frente a tiempo (de 50 a 453Hz). Carga senoidal. FBGS. Sensor superior embebido. Caso C.

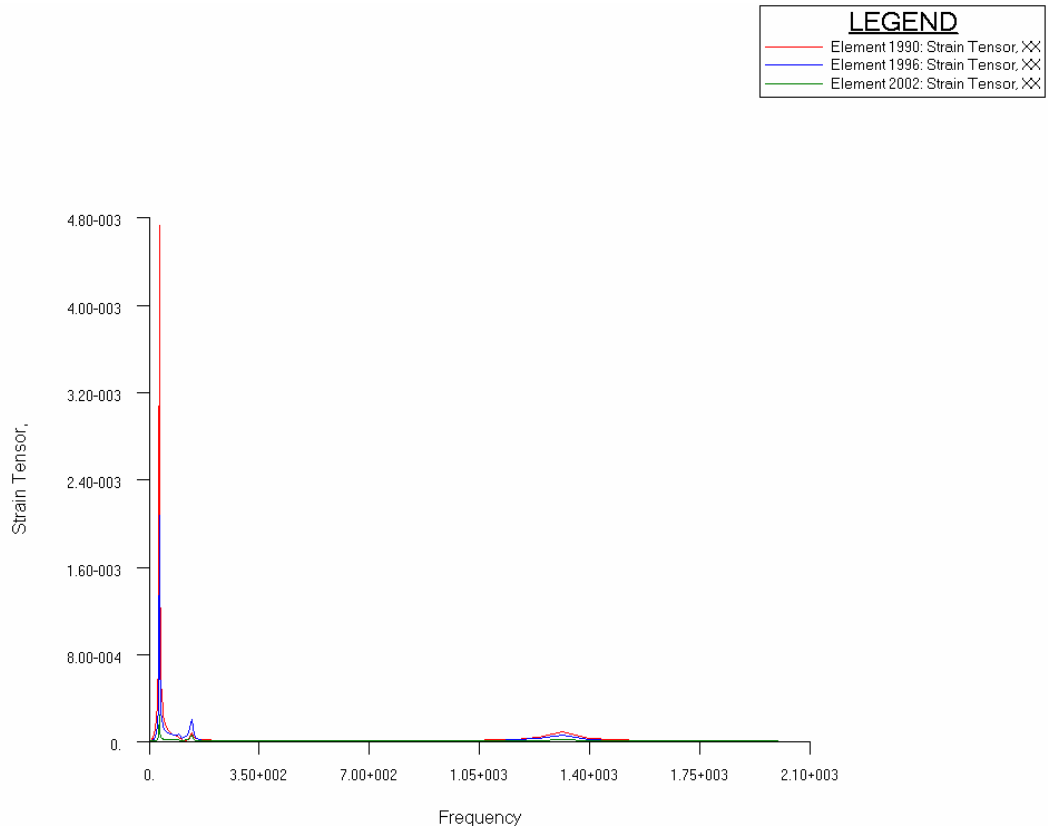


Gráfico 59. Deformación frente a frecuencia. Carga senoidal. Componente XX. Valor magnitud. FEM. Caso C.

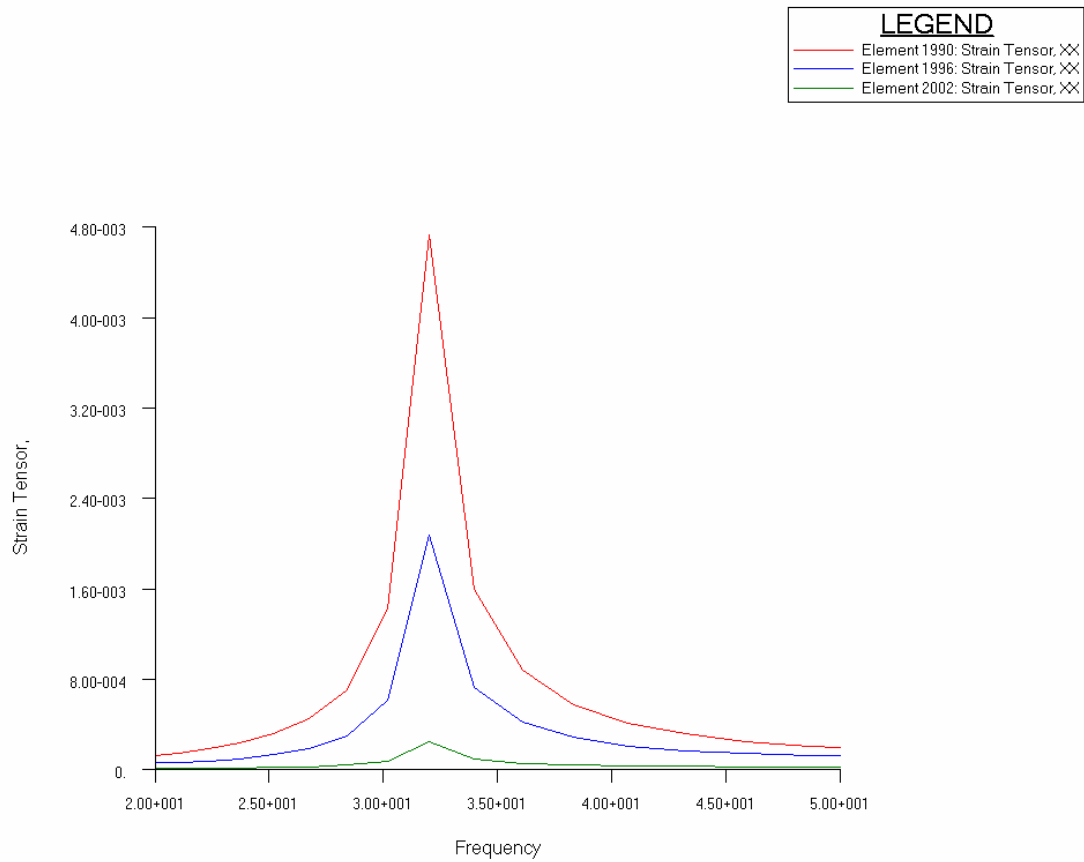


Gráfico 60. Deformación frente a frecuencia. Carga senoidal. Componente XX. Valor magnitud. FEM. Detalle de 20 a 50 Hz. Caso C.

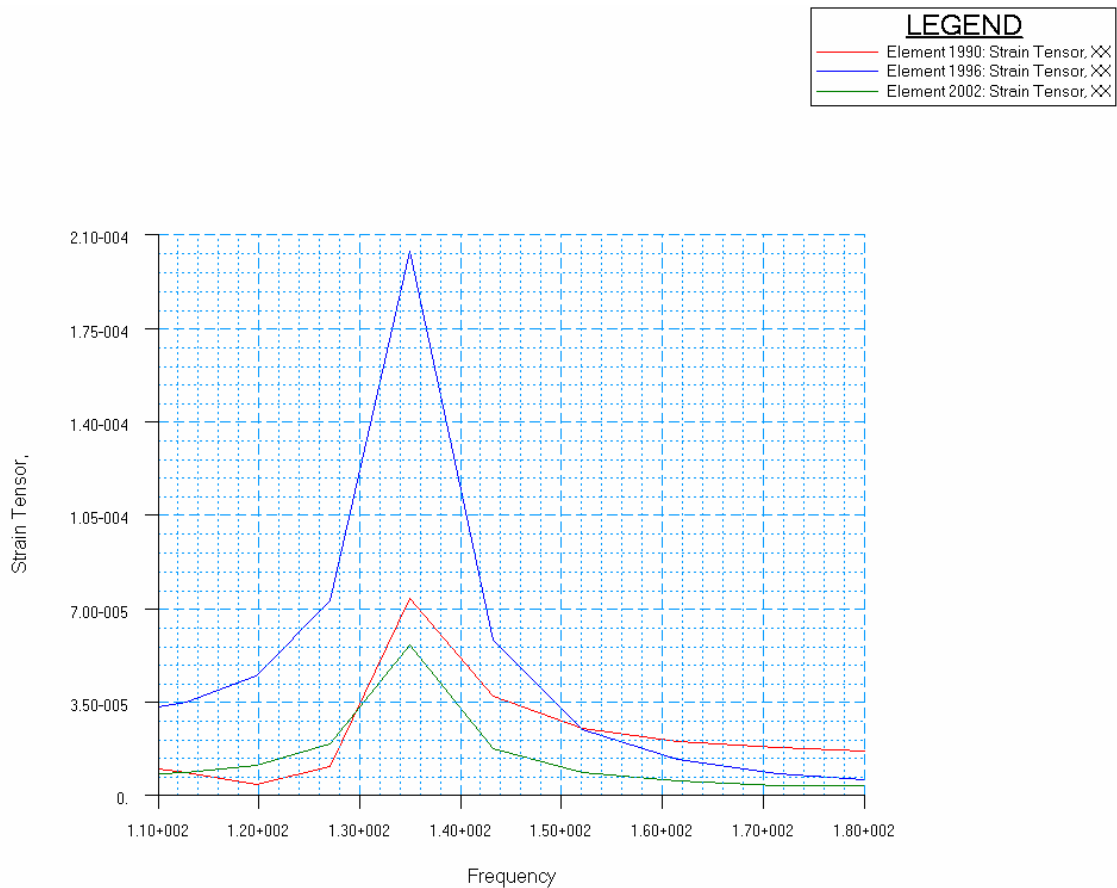


Gráfico 61. Deformación frente a frecuencia. Carga senoidal. Componente XX. Valor magnitud. FEM. Detalle de 110 a 180 Hz. Caso C.

Valor de referencia 135Hz Cálculo FEM: 55 $\mu\epsilon$ Elemento 2002	Sensor superior	Medición
	Galga	75 $\mu\epsilon$
	FBGS embebido	65 $\mu\epsilon$

Tabla 45. Comparación entre los valores registrados por los sensores y el valor calculado por el FEM. Análisis senoidal. Caso C.

Dado que entre los 27 y los 50Hz se abortó el ensayo la comparación de resultados debe hacerse desde los 50 a los 453Hz.

Los resultados de ambos sensores son muy similares. A 50Hz se tiene una deformación entorno a los 20 $\mu\epsilon$ que coincide con el análisis previo. Para la segunda frecuencia de vibración, a 134Hz, la predicción se sitúa en torno a los 55 $\mu\epsilon$ mientras que la medida de la galga toma valores de 65 $\mu\epsilon$. Las mediciones de los sensores de fibra óptica son algo mayores pero también se aproximan mucho al resultado predicho.

Tanto en los ensayos como en la simulación, puede comprobarse que para el modo de vibración a 134Hz, las mayores deformaciones se dan para el sensor colocado en la zona central del panel. A continuación se adjunta una imagen de la deformación de este modo para que sea más fácil comprobar éste resultado.

{SC:Patran 2005 r2 15-Jul-10 10:04:58

Deform: Default, A2:Mode 9 : Freq. = 138.64, Eigenvectors, Translational, (NON-LAYERED)

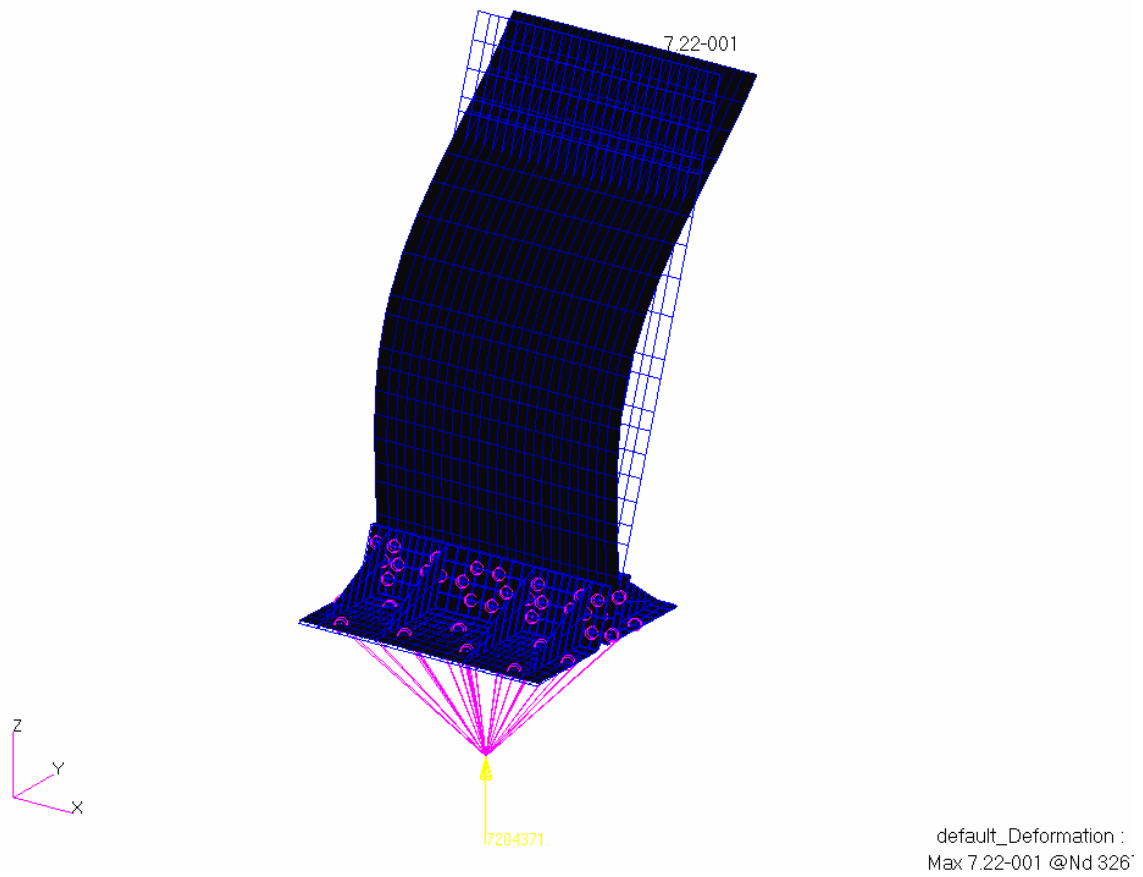


Ilustración 75. Deformación para el tercer modo natural. Caso C.

Esto puede comprobarse en los registros a 150Hz de los ensayos seno para los que se encuentra una mayor medición de la deformación para el sensor central. Sin embargo, dadas las características del sistema de control, no era posible registrar en un mismo ensayo las mediciones a distintas alturas del demostrador y por ello no se encuentran datos gráficos de la medición, pero el fenómeno fue observado por los investigadores y consta aquí para tenerlo presente en futuros ensayos.

8.7.2 Ensayo random.

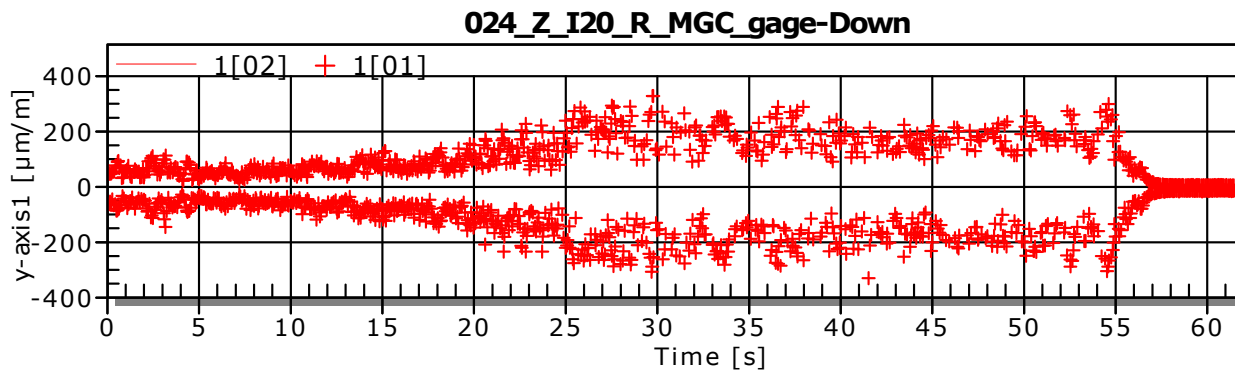


Gráfico 62. Deformación frente a tiempo. Carga random. Galga extensométrica. Sensor inferior. Caso C.

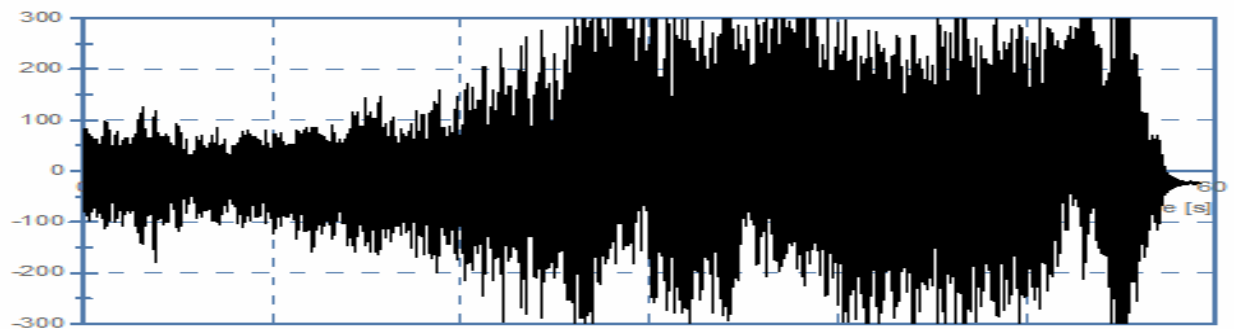


Gráfico 63. Deformación frente a tiempo. Carga Random. FBGS. Sensor inferior superficial. Caso C.

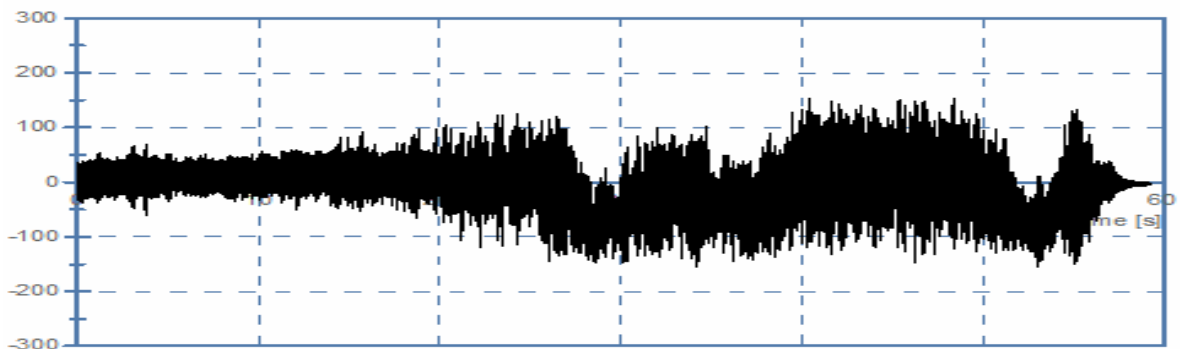


Gráfico 64. Deformación frente a tiempo. Carga Random. FBGS. Sensor inferior embebido. Caso C.

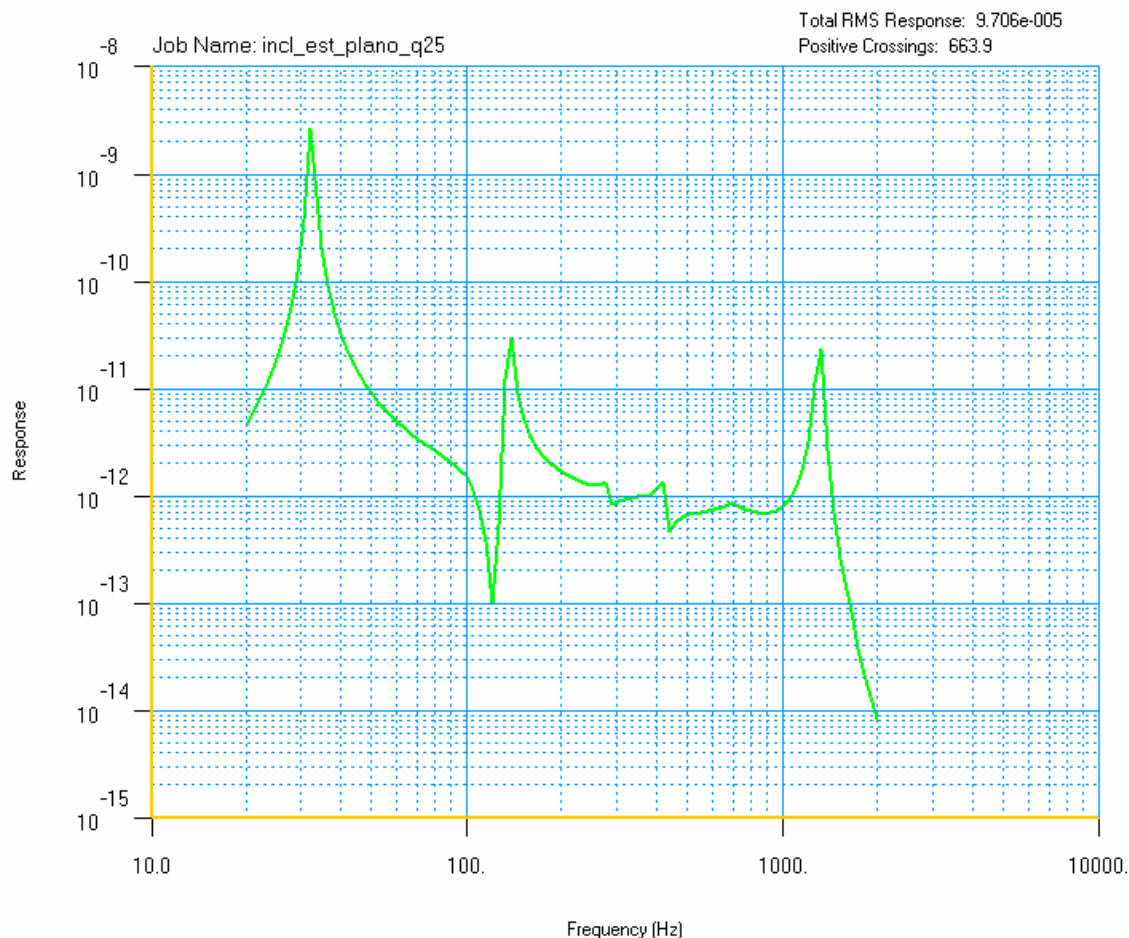


Gráfico 65. Deformación frente a frecuencia. Carga random. FEM. Caso C.

Cálculo FEM Valor 3RMS: 291 $\mu\epsilon$ Elemento 911	Sensor inferior	Medición
	Galga	300 $\mu\epsilon$
	FBGS embebido	150 $\mu\epsilon$

Tabla 46. Comparación entre los valores registrados por los sensores y el valor calculado por el FEM. Análisis random. Caso C.

También para este caso la galga extensométrica tiene un fuerte ruido que hace difícil su lectura.

En este caso los resultados del sensor embebido tienen un valor inferior al predicho por FEM. El valor del sensor superficial parece acercarse más al valor obtenido en la simulación, sin embargo, es complicado afirmarlo ya que el valor máximo de deformación medido no puede leerse en la gráfica adjuntada.

Pese a todo, los sensores de fibra óptica son capaces de medir la tendencia del gráfico y por lo tanto, las mediciones obtenidas se consideran correctas.

8.8 *Análisis y resumen de resultados.*

Las simulaciones por elementos finitos elaboradas del sistema son capaces de predecir con fidelidad el comportamiento general de la estructura, facilitando así la lectura de resultados, aumentando el número de datos con los que comparar las mediciones.

Cabe destacar que, pese a no poder completar todo el espectro de ensayo, y a reducir la señal de entrada para algunas frecuencias y casos de carga, generalmente se han alcanzado los niveles de aceleración requeridos y por lo tanto los ensayos llevados a cabo se consideran válidos.

Por regla general, se observa que los FBGS recogen con fiabilidad el comportamiento general de la estructura, mostrando los picos de deformación y siguiendo la misma tendencia que la predicha en los modelos FEM. En cambio, se presentan más problemas a la hora de determinar el valor exacto de deformación. Se considera que esto puede estar originado por el sistema de control, adquisición e interpretación de datos, ya que no es más que un prototipo que aun se encuentra en desarrollo y que será necesario seguir mejorando en un futuro.

Debido a los múltiples problemas que origina la lectura de las galgas eléctricas causado por su mal funcionamiento, también resulta complejo determinar si el valor medido por los extensómetros es correcto. Los problemas están causados por tres motivos principales.

- Resonancias de los extensómetros. Para altas frecuencias de ensayo.
- Influencia de campos electromagnéticos. Está generado por la cabeza vibradora y altera las medidas registradas por las galgas en ciertos rangos de frecuencia. Recordemos que una cabeza vibradora en su interior contiene un motor con grandes electroimanes que crean campos electromagnéticos variables.
- Tomas de tierra. Se detectaron problemas con las conexiones a tierra que no estaban correctamente aisladas.

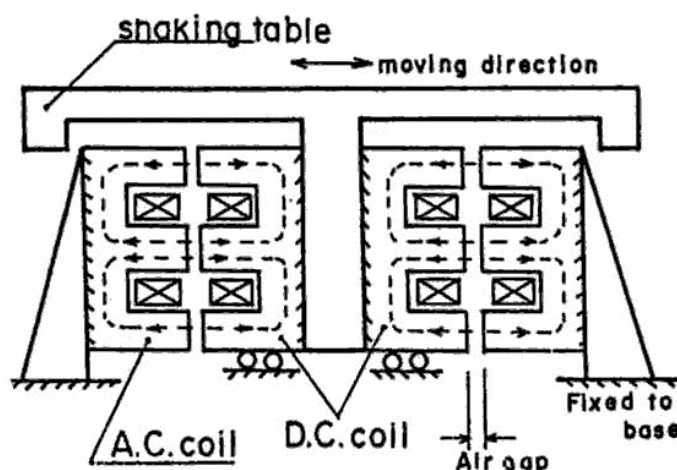


Ilustración 76. Diagrama esquemático del sistema de electroimanes interno de un vibrador.
<http://www.geotech.cv.titech.ac.jp>

A continuación se ofrecen una serie de gráficos en los que se comparan los diferentes valores obtenidos en la medición:

Análisis senoidal.

Todas las mediciones para análisis senoidal se tomaron con el sistema de sensores situados en la parte superior del demostrador, y por lo tanto, el nivel de deformación alcanzado resulta muy bajo. Se considera que ésta no es la posición más recomendable para realizar las mediciones dado que es más difícil apreciar el comportamiento de la estructura. Para futuras investigaciones se recomienda realizar todas las mediciones en los sensores inferiores del demostrador.

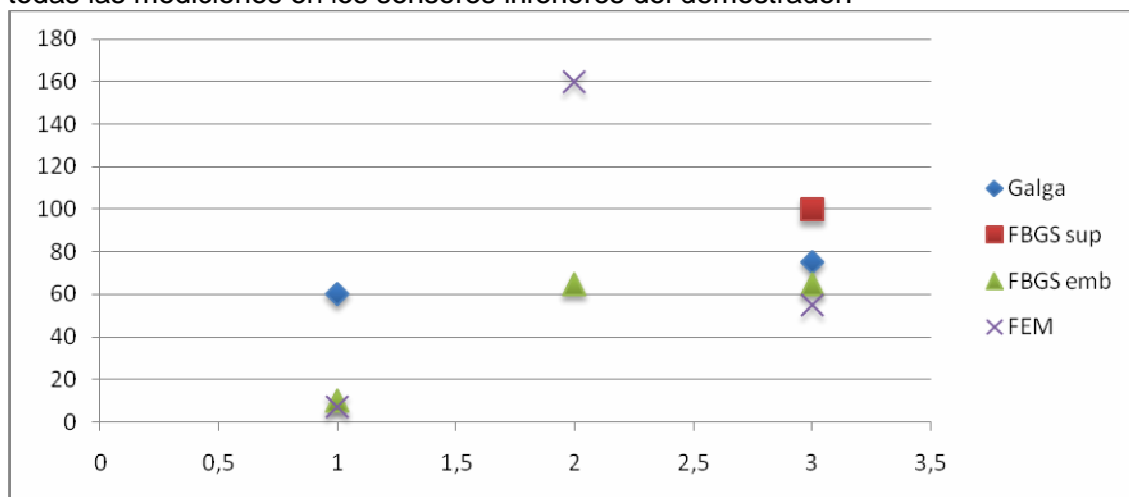


Gráfico 66. Valores de deformación obtenidos para caso A=1, B=2 y C=3. Ensayo senoidal.

Tal y como se puede observar, solo se tienen datos de la medición del FBGS superficial para el caso C, por lo tanto es difícil determinar el correcto empleo de este sensor para el ensayo.

Comparando los valores obtenidos por el sensor FBGS embebido y la simulación FEM se observa una muy buena concordancia a excepción de para el caso B (demostrador recto, excitación transversal).

El caso A es el menos significativo debido al bajo nivel de deformación registrado (excitación en la dirección más rígida del demostrador), pero aun así los resultados se muestran muy similares.

Dado que el valor FEM ha sido obtenido para la fibra externa del panel sandwich (es decir, en la posición del FBGS superficial) se supone que la simulación debía predecir un valor algo mayor de deformación que el medido con el FBGS embebido, pero aun así, el offset en las posiciones de los sensores no es suficiente para explicar la diferencia de magnitud obtenida (por ejemplo, de 150 a 50 $\mu\epsilon$).

Esta diferencia puede explicarse más fácilmente por la discordancia entre las frecuencias propias de la estructura y las predichas. Según el FEM, la 3ª frecuencia de resonancia se da para los 135Hz, y sin embargo, en los ensayos se presenta a los 150Hz, esto explicaría que el nivel de deformación predicho sea mayor que el real. Para el caso B es más acusado debido a la dirección transversal de la excitación, que elimina la influencia del resto de inercias.

En el caso C se observa una muy buena concordancia de resultados entre el FBGS embebido y el FEM.

Análisis Random

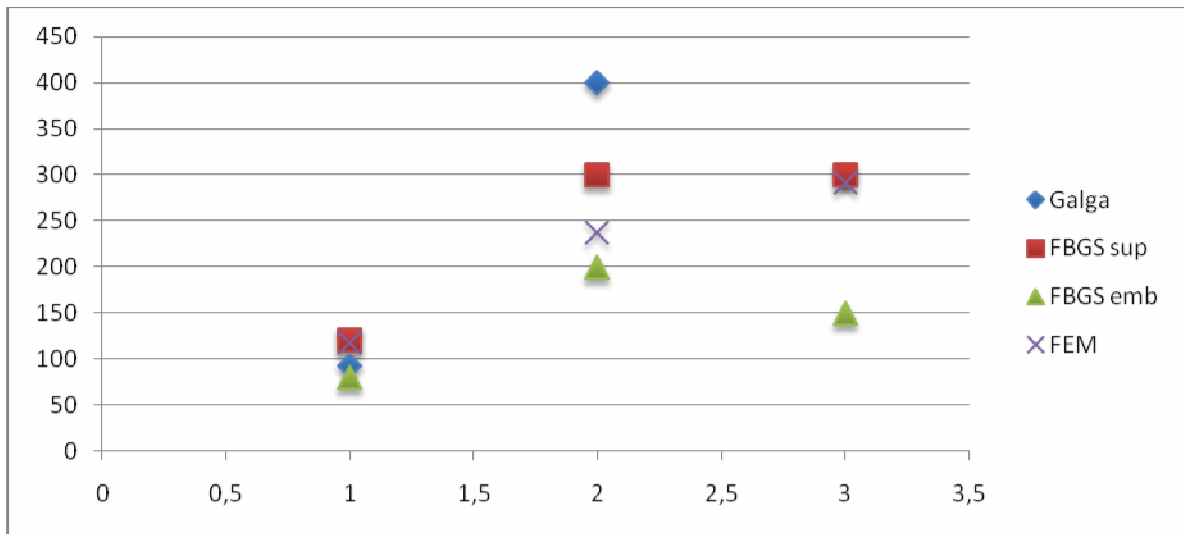


Gráfico 67. Valores de deformación obtenidos para caso A=1, B=2 y C=3. Ensayo Random.

Lo primero que se debe observar es una gran diferencia entre los sensores FBGS embebido y superficial. Por mucho que el sensor superficial tiene una mayor excentricidad y debe presentar unas mayores tensiones que el embebido, la diferencia de tan solo 1mm no es suficiente para explicar los resultados obtenidos.

En todos los casos puede observarse que el valor predicho por FEM se encuentra entre los valores medidos por los FBGS superficial y embebido y por lo tanto se concluye que la recogida de datos para análisis random es más correcta que en análisis senoidal. Esto puede ser debido a:

- La posición de los sensores, que son capaces de recoger más fielmente el de la estructura.
- El análisis random hace un análisis global en todo el espectro de frecuencia, por ello, la influencia de los modos propios son menores y por lo tanto, los resultados FEM más cercanos a la realidad.

A la vista de los resultados se puede concluir que se tienen grandes semejanzas en las mediciones tomadas con las predichas. Unos resultados muy prometedores para futuras investigaciones.

CAPÍTULO 9.

CONCLUSIONES.

9 CONCLUSIONES.

Durante estos dos años de trabajo se ha conseguido realizar los ensayos para la caracterización de sensores de fibra óptica grabados con redes de Bragg y sus equipos de control, y a continuación se ofrecen los logros conseguidos y las conclusiones de la investigación.

Para empezar se ha diseñado un demostrador que ha permitido realizar los ensayos adaptándose a la perfección a los requerimientos:

- La fibra óptica ha sido embebida en el material compuesto, siendo éste uno de los estudios pioneros en esta técnica. La fibra ha soportado tanto los ciclos de curado como el posterior mecanizado de los taladros en el panel sándwich, y ha permitido el estudio de diferentes conectores para la adquisición de datos.
- En ensayo, el demostrador alcanzaba los niveles de deformación y aceleración requeridos.
- Su utillaje era suficientemente rígido como para presentar unas altas frecuencias de resonancia que no interfieran en el ensayo, sin aumentar el peso, lo que ha permitido a la cabeza vibradora introducir la carga requerida en principio.
- El diseño del sistema de casquillos permite el rápido montaje de las diferentes configuraciones, disminuyendo así los tiempos de setup. Además ha demostrado ser un sistema totalmente adecuado para el empotramiento de paneles sándwiches, que consigue un bajo amortiguamiento de la estructura y así permite alcanzar mayores valores de deformación.
- La modificación del demostrador reduciendo su anchura de 900mm a 600mm no supone diferencias significativas, manteniendo en esencia las propiedades iniciales que se requerían para el ensayo.

El cálculo por elementos finitos de los modelos ha sido capaz describir con gran fidelidad el comportamiento de la estructura. Esto nos ha permitido adelantarnos a los posibles problemas que se pudieran tener durante los ensayos, y hacer un seguimiento exhaustivo de los mismos durante su ejecución. Las predicciones obtenidas por FEM también nos han ayudado a analizar los datos obtenidos a partir del estudio.

Los mayores problemas del estudio surgieron en la etapa de ensayos. La inexperiencia por parte del equipo profesional ha sido la mayor causa de retraso, sin embargo, los conocimientos obtenidos han sido muy valiosos y finalmente la mayoría de los problemas pudieron resolverse.

Para empezar, se tiene un fuerte ruido en las galgas extensométricas que deben emplearse para verificar los resultados de los FBGS. Para una correcta lectura de estas galgas cuando se encuentran sometidas a fuertes campos electromagnéticos es necesario realizar una calibración previa del equipo de toma y adquisición de datos. Es una tarea muy compleja que requiere de especialistas.

Otro de los problemas ha sido la introducción de los espectros de carga, que en ocasiones mostraban aceleraciones excesivas a ciertas frecuencias, que eran imposibles de controlar con el instrumental empleado. Sin embargo, no se considera necesario una modificación estructural de demostrador ya que, pese a no haber cumplido por completo con los requisitos iniciales, se han podido obtener resultados comparables para la caracterización de los sensores y equipos.

Aumentar la experiencia en esta clase de ensayos y relacionarse mejor con las herramientas a emplear será fundamental para poder perfeccionar las técnicas y poder así implantar estos sistemas en las lanzaderas espaciales.

De los resultados de los ensayos se obtienen los gráficos de deformación frente a tiempo, comparables con las gráficas de deformación frente a frecuencia obtenidas por FEM. Generalmente los FBGS han sido capaces de seguir la tendencia general de las deformaciones, registrando los picos de tensión generados por las frecuencias de resonancia para ensayo senoidal, así como el ruido característico del ensayo random.

Se puede observar como todos los sensores de fibra óptica, tanto los embebidos como los superficiales han sido capaces de obtener datos de medición fiables para todas las frecuencias de ensayo. Aunque pueda parecer insignificante, este hecho es muy importante porque los extensómetros empleados en los actuales sistemas suelen tener problemas en ciertos rangos de frecuencia. Además los FBGS no se han visto afectados por la influencia de campos electromagnéticos como las galgas eléctricas.

Otro factor importante a tener en cuenta es el alto nivel de carga que han sido capaces de soportar. Los sensores, sus conexiones y todo su cableado han llegado a aguantar 54g's de aceleración en un amplio margen de frecuencias sin sufrir ninguna ruptura de sus componentes, demostrando una fiabilidad excepcional.

Por lo tanto, se concluye que los FBGS permitirán en un futuro realizar la monitorización de la salud estructural de las lanzaderas espaciales independientemente de las vibraciones de los sistemas así como de los campos electromagnéticos que puedan afectar a la estructura sin sufrir daño por los niveles de tensión que puedan presentarse. Queda así demostrada su viabilidad como sensor estructural.

El principal problema en el análisis de resultados se centra en determinar el valor exacto del nivel de deformación. Según se ha visto en los capítulos de introducción, los sensores de fibra óptica son perfectamente capaces de dar el valor exacto de deformación, pero esto es así como sensor aislado. Los nuevos sistemas de control para centenares de sensores deberán modificar sus sistemas electrónicos para miniaturizarse hasta el tamaño de un pequeño chip, y éste es el actual reto.

De lo anterior se deduce que el sistema de control empleado pudo no calibrarse bien y aun presenta problemas que deberán resolverse en futuros desarrollos. Por ello se presentan las diferencias entre las mediciones de deformación de los sensores superficiales y embebidos, aunque por regla general los resultados finales se presentando muy prometedores, ya que de todos formas son muy similares a los predichos por FEM.

Sin embargo, no puede aventurarse que los sensores de fibra óptica no sean aptos para la monitorización de deformaciones ya que recogieron con precisión las curvas de tendencia y deformación de los ensayos. Ahora que se ha visto que física y estructuralmente su implantación es viable, tanto solo es necesario desarrollar los sistemas electrónicos capaces de controlarlos. La Agencia Espacial Europea, tras analizar los ensayos de esta investigación y de otros programas paralelos sigue apostando por los sensores de fibra óptica y seguirá con el desarrollo de los sistemas.

10 BIBLIOGRAFÍA.

Artículos y trabajos:

- [1] **J. Rodríguez González**; “Materiales utilizados en aplicaciones espaciales”. EADS-CASA Espacio. Apuntes para la asignatura “Materiales avanzados para ingeniería y su selección”.
- [2] **D. Matías, J. San Millán**; “Dynamic Structural Analysis of SMAFO demonstrator”. INTA. Madrid. 2008.
- [3] **VV.AA. (Varios Autores)**; “Introducción a los materiales compuestos estructurales”. Capítulo 14. Supervisión de la Salud Estructural. Área de Materiales Compuestos. INTA. Madrid 2010.
- [4] **E. Baumann, R. Becker, Ph. Ellebrock, S. Jacobs**; “DC-XA structural health monitoring system”, SPIE Vol. 3044, pp195-218, 1997
- [5] **R. L. Bickford, J.L. Gould, D.B. Makel, W.T. Powers**; “X-33 on board hydrogen detection system”, AIAA-99-2132, 1999
- [6] **J. San Millán**; “Curso: Cálculo Estructural por Elementos Finitos” INTA, Madrid, 2008.
- [7] **M. Frovël**; “Sensores de fibra óptica tipo redes de Bragg embebidos en material compuesto para medir deformaciones y temperaturas criogénicas” Tesis doctoral. Madrid. 2006.
- [8] **H. Takeya, S. Kabashima, T. Ozaki, N. Takeda**; “Monitoring of a structural panel for space satellite using FBG sensor” , *Proceedings of the European workshop on Structural Health Monitoring, held at the Ecole Normale Supérieure*, Cachan (Paris), France, pp 919-925, 2002
- [9] **Nicolás, Fernando, M. García Huertas**; “Test results for prediction of composite stresses at skin-stiffener interface”, ICCM/9. Madrid Vol. 6 , pp. 722-727, 1993
- [10] **S. González López**; “Calibración de sensores de fibra óptica”. Madrid
- [11] **VV.A. (Varios Autores)**; “Evaluación de útiles”, Laboratorio de Vibración. Área de Ensayos Ambientales. INTA.

Bibliografía general.

- Portal de la Agencia Espacial Europea: www.esa.int
- Portal del Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial: www.inta.es

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar deseo expresar mi agradecimiento al Doctor Malte Frövel, por la excelente coordinación del proyecto desde INTA, y a Javier San Millán, tutor de la beca de especialización, por toda la formación recibida, por la confianza depositada y por la oportunidad de trabajar en un equipo como el suyo.

Agradecer también al equipo del Área de Ensayos Ambientales de INTA, y al equipo de Astrium de Munich por todo el trabajo efectuado para concluir el proyecto.

Por su orientación y por los consejos recibidos quisiera dar mi agradecimiento a Ramón Santiago, sin el cual no habría sido posible la concepción del diseño de los útiles de vibración.

Asimismo, agradezco a mis compañeros del Área de Estructuras y Mecanismos de INTA su dedicación y apoyo durante estos 2 años. A Iñaki Armendáriz, Juan García y José Miguel Encinas por toda su ayuda con los programas de cálculo de elementos finitos. A Marcos Castañón, por las oportunidades que me ha dado para trabajar en diseño. Y a Roberto González y Daniel Todón por todos los proyectos y momentos compartidos. Al resto de compañeros quiero dar mi agradecimiento por todo su apoyo humano y por toda la ayuda que siempre me han concedido.

Y a Jesús Gómez, sin el cuál habría sido realmente complicado finalizar la beca y la carrera en estos momentos sin sufrir un colapso gravitatorio y convertirme en un agujero negro.